

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI GEOMETRİLERİN BUZ OLUŞUMUNDA ZORLANMIŞ AKIŞ
ÖNÜNDEKİ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökmen PEKER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI GEOMETRİLERİN BUZ OLUŞUMUNDA ZORLANMIŞ AKIŞ
ÖNÜNDEKİ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Gökmen PEKER
503091177**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091177 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Gökmen PEKER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**FARKLI GEOMETRİLERİN BUZ OLUŞUMUNDA ZORLANMIŞ AKIŞ ÖNÜNDEKİ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**
Savunma Tarihi : **24 Ocak 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ve yüksek lisans eğitimim boyunca çok değerli görüş ve önerileri ile beni yönlendiren ve çalışmanın her aşamasında desteğini hiç bir zaman esirgemeyen çok değerli, saygıdeğer danışman hocam Sn. Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan ve bunun için tüm imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN'a, Sn. Mak. Yük. Müh. Fatih ÖZKADI'ya, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a, Sn. Yalçın GÜLDALI'ya, Termodinamik Teknolojileri Aile Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ'a, Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Aile Lideri Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a, teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın her aşamasında bana gerekli tüm destekleri sunarak, yüksek lisans çalışmamın gerçekleşmesinde çok değerli bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyerek tüm olanakları sonuna kadar kullanmamda yardımcı olan Arçelik A.Ş. Ar-Ge uzmanı çok değerli Sn. Dr. Alper SOYSAL'a çok teşekkür ederim. Tez çalışmasında bana hiçbir yardımı esirgemedi yapan Sn. Önder BALIOĞLU'na, Sn. Aydın ÇELİK'e ve Sn. Dr. Kemal SARIOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalar sırasında ortaya çıkan teknik problemlerin çözümü ve deneysel çalışmaların değerlendirilmesi, yorumlanması gibi konularda görüşlerini, tecrübelerini ve yardımlarını hiç bir zaman esirgemeyen Termodinamik Ailesi teknisyenlerinden Sn. Sabahattin HOCAOĞLU başta olmak üzere, yine teknik olarak tez çalışmam boyunca yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen Arçelik Ar-Ge teknisyenleri Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. Nihat KANDEMİR başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. teknisyenlerine çok teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımın ve yüksek lisans eğitim hayatımın zor ve sıkıntılı zamanlarını birlikte geçirdiğimiz keyifli anlar ile bana unutturan başta çok değerli dostlarım; Mehmet MUTLUDOĞAN, Çağlar ŞAHİN, Ahmet Burak TOP, Murat KADAL, Mehmet KALP, Onur POYRAZ, Alper YAĞCI ve Özgün SAKALLI olmak üzere tüm yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca yaptıkları sonsuz fedakarlık ve özveri ile beni yetiştirerek bu günlere gelmemi sağlayan, eğitim hayatım boyunca her zaman yanımda bulunarak, tüm sıkıntılı zamanları aşmamda yardımcı olan çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Son olarak, yüksek lisans eğitimim boyunca en sıkıntılı anlarımı paylaşarak her zaman desteklerini sunan, her daim yanımda olan çok değerli sözlüm Nurcan GÜRSOY'a en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Ocak 2012

Gökmen Peker
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.2.1 Suyun ve buzun özelliklerinin tanıtımı	3
1.2.2 Zorlanmış taşınımli hava akışı içerisinde geometrilerin incelenmesi	10
1.2.3 Buz erimesinin modellenmesi ile ilgili çalışmalar	29
2. ZORLANMIŞ TAŞINIM VE DIŞ AKIŞ	35
2.1 Zorlanmış Isı Taşınımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar (Re, Pr, Nu)	37
3. DENEY DÜZENEGİ TANITIMI	39
3.1 Deney Düzeneginde Kullanılan Üniteler ve Ekipmanlar	39
3.1.1 Dış ortam şartlandırma ünitesi	40
3.1.2 Buzdolabı ve çalışma prensibi	41
3.1.3 Hazne ve fan	42
3.1.4 Buz kabı prototipleri	45
3.1.5 Veri toplama ünitesi	47
3.1.6 Isıl Çiftler (Termokupl)	47
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	49
4.1 Deney Başlatma Aşamaları	49
4.2 Ayrıntılı Deney Düzenegi Açıklaması	51
4.3 Deneysel Çalışmalar ve Isı Taşınım Katsayısı Hesabı	59
4.3.1 Deneysel çalışmalar	59
4.3.2 Ortalama ısı taşınım katsayısı hesabı	71
5. PIV ÇALIŞMALARI VE SAYISAL MODELLEME	79
5.1 PIV Çalışmaları	79
5.2 Sayısal Modelleme	85
5.2.1 Mevcut buz kaplarının katı modelleri	85
5.2.2 Üç boyutlu ağ modelleri	86
5.2.3 Ağ modellerinin sayısal çözümü	87
5.3 Sayısal Model Sonuçları	88
6. SONUÇLAR	95
KAYNAKLAR	101
ÖZGEÇMİŞ	103

KISALTMALAR

AC	: Alternating Current
AR	: Aspect Ratio
BLDC	: Brushless Direct Current
CAD	: Computational Aid Design
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DNS	: Direct Numerical Simulation
EMF	: Electromotive Force
Eva.	: Evaporatör
mV	: mikro Volt
ITS	: International Temperature Scale
PIV	: Particle Image Velocimetry
1D	: One Dimensional
2D	: Two Dimensional
3D	: Three Dimensional

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	: 110 K sıcaklığında fazlardaki su yoğunluğu [1].	4
Çizelge 1.2	: Buzun fiziksel özellikleri [1].	5
Çizelge 1.3	: Buzun fiziksel özellikleri [2].	8
Çizelge 1.4	: Suyun ve buzun atmosferik basınçtaki yoğunlukları [2].	9
Çizelge 3.1	: Kullanılan fan motorlarının özellikleri.	44
Çizelge 3.2	: Kullanılan deney kaplarının yüzey alanları.	46
Çizelge 3.3	: Buz kalıbı malzemesinin termofiziksel özellikleri [13].	46
Çizelge 4.1	: -23°C'de havanın termofiziksel özellikleri [12].	58
Çizelge 4.2	: Kapların kenar uzunlukları.	58
Çizelge 4.3	: Geometrilere kenar uzunluklarına göre Re sayıları.	58
Çizelge 4.4	: Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar.	60
Çizelge 4.5	: Birinci durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.	63
Çizelge 4.6	: Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.	63
Çizelge 4.7	: İkinci durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.	65
Çizelge 4.8	: Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.	66
Çizelge 4.9	: Üçüncü durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.	68
Çizelge 4.10	: Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.	68
Çizelge 4.11	: Dördüncü durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.	70
Çizelge 4.12	: Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.	71
Çizelge 4.13	: Su soğumasında formül çarpanları.	74
Çizelge 4.14	: Yarım altıgen buz kabı dik konumunda akışa bakan yüzeyi için (Y1) formül çarpanları.	75
Çizelge 4.15	: 1. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.	76
Çizelge 4.16	: 2. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.	76
Çizelge 4.17	: 3. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.	77
Çizelge 4.18	: 4. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.	77
Çizelge 5.1	: Geometrilere göre ağ sayısı.	87

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Su ve buzun faz diyagramı [1].	3
Şekil 1.2	: Donma prosesi sıcaklık - zaman eğrisi [1].	6
Şekil 1.3	: Genel arayüzey yapıları [1].	7
Şekil 1.4	: Ih bölgesi buz kristal yapısı [2].	9
Şekil 1.5	: Literatürde buzun ısıl iletkenlik çalışmalarını temsil eden grafik [2].	10
Şekil 1.6	: Deney düzeneği ve kullanılan üçgen piramit [3].	12
Şekil 1.7	: Akış önündeki eğimli küp [4].	14
Şekil 1.8	: $Re = 3.3 \times 10^4$ 'da açılı küp yüzeylerindeki yerel Nu sayısı değişimi [4].	15
Şekil 1.9	: $Re = 3.3 \times 10^4$ 'da açısız küp yüzeylerindeki yerel Nu sayısı değişimi [4]	15
Şekil 1.10	: $Re = 3.3 \times 10^4$ 'de Nu sayısının ön ve arka yüzlerde yüksekliğe bağlı değişimi [4].	16
Şekil 1.11	: Re sayısına göre ortalama Nu sayısı değişim korelasyonu [4].	16
Şekil 1.12	: Çalışılan geometri ve model [5].	17
Şekil 1.13	: $Re = 200$ 'de oluşan akım çizgileri ve sıcaklık hatları [5].	18
Şekil 1.14	: $Re = 200$ 'de küpün tüm yüzlerindeki Nu sayısı değişimleri [5].	19
Şekil 1.15	: $Re = 250$ 'de farklı iki kesitten alınan sıcaklık hatları [5].	19
Şekil 1.16	: $Re = 325$ 'de farklı iki kesitten alınan akım çizgileri [5].	20
Şekil 1.17	: Değişen Re sayılarında sürüklenme katsayısı (C_D) ve Nu sayısı değişimi [5].	20
Şekil 1.18	: Uygulanan deney düzeneği [6].	21
Şekil 1.19	: Engelin konumunun Nu-Re değişimine etkisi [6].	22
Şekil 1.20	: Bir küpün yüzey iletim faktörü hesabı yöntemi [7].	24
Şekil 1.21	: Kullanılan sınır tabaka akış modelleri [7].	25
Şekil 1.22	: CFD çalışmasının şematik şekli [7].	26
Şekil 1.23	: Problem geometrisinin şematik gösterimi [8].	28
Şekil 1.24	: S/H 1 ve 2 uzaklıkları için deneysel (üstte) ve sayısal (altta) akım çizgileri [8].	28
Şekil 1.25	: İki farklı Re sayısında engel cisim etrafında oluşan akım çizgileri [9].	29
Şekil 1.26	: 1D faz değişiminde faz bölgeleri ve ara yüzeyin görünümü [10].	31
Şekil 1.27	: Farklı erime noktaları için erime eğrileri [10].	33
Şekil 1.28	: Buz kalıbı ve buz makinesinin patlatılmış görüntüsü [11].	34
Şekil 1.29	: Buzun alüminyum kap içerisinde erimesinin şematik gösterimi [11].	34
Şekil 3.1	: Deney odasının deneylerin bir kısmı boyunca sıcaklık grafiği.	40
Şekil 3.2	: Deneylerde kullanılan buzdolabının şematik iç görünüşü.	41
Şekil 3.3	: Buzdolabında kullanılan buharlaştırıcıların seri bağlanması ve soğutma çevrimi şeması.	42
Şekil 3.4	: Deneylerde kullanılan hazne.	42
Şekil 3.5	: Deneylerde kullanılan fan motorları; orjinal fan (solda), diğer fan (sağda).	43
Şekil 3.6	: Deneylerde kullanılan fan yaprağı.	43
Şekil 3.7	: Deneylerde kullanılan rüzgar tüneli.	44

Şekil 3.8	: Deneylerde kullanılan fanların çıkarılan karakteristik eğrileri.	45
Şekil 3.9	: Deneylerde kullanılan buz kapları; soldan sağa sırasıyla yarım altıgen, . yarım kare, yarım silindir.	45
Şekil 3.10	: Buz kaplarının hazne içerisindeki yerleşimleri; akışa paralel (üstteki), akışa dik (alttaki).	46
Şekil 3.11	: Veri toplama ünitesi.	47
Şekil 4.1	: Örnek bir buz kabına su konulması.	50
Şekil 4.2	: Buzdolabı dondurucu bölümü.	51
Şekil 4.3	: Buzdolabı orjinal fanı için rastgele deneylerden alınan ortalama ortam sıcaklık eğrileri.	53
Şekil 4.4	: Buzdolabında diğer fan için rastgele deneylerden alınan ortalama ortam sıcaklık eğrileri.	54
Şekil 4.5	: Deney haznesinde kullanılan sıcaklık ölçüm ısı çiftleri.	55
Şekil 4.6	: Buz kaplarına yerleştirilen ısı çiftlerinin konumu.	56
Şekil 4.7	: -18/4°C'de orjinal fan deneylerinde buharlaşma sıcaklık değişimi.	61
Şekil 4.8	: -18/4°C' de orjinal fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.	61
Şekil 4.9	: Yarım altıgenin konuma göre su donma grafikleri.	62
Şekil 4.10	: -24/4°C 'de orjinal fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi	64
Şekil 4.11	: -24/4°C'de orjinal fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.	65
Şekil 4.12	: -18/4°C'de yüksek debili fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi.	67
Şekil 4.13	: -18/4°C'de yüksek debili fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.	67
Şekil 4.14	: -24/4°C 'de yüksek debili fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi.	69
Şekil 4.15	: -24/4°C' de yüksek debili fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi	70
Şekil 4.16	: Deneysel sistem şeması ve kontrol hacmi.	72
Şekil 4.17	: Buz kaplarından soğuma süreleri boyunca hesaplanan ısı transferi mekanizmaları.	74
Şekil 5.1	: PIV deney düzeneği şematik görünüşü [15].	80
Şekil 5.2	: PIV deney düzenekleri; kamera ile üstten bakış (solda), kamera ile soldan bakış (sağda).	80
Şekil 5.3	: Orijinal buzdolabı fanı önünde paralel buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	81
Şekil 5.4	: Orijinal buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	82
Şekil 5.5	: Yüksek debili buzdolabı fanı önünde paralel buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	82
Şekil 5.6	: Yüksek debili buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	82
Şekil 5.7	: Orijinal buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	83
Şekil 5.8	: Yüksek debili buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.	84
Şekil 5.9	: Deneylerde kullanılan buz kaplarının CAD çizim modeli.	85
Şekil 5.10	: Gambit'te ağ örümünden önce hazne ve buz kabı düzenlemesi.	86
Şekil 5.11	: Deneysel alanın şematik görüntüsü.	88
Şekil 5.12	: Paralel konum yarım altıgen buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.	89
Şekil 5.13	: Paralel konum yarım kare buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.	90

Şekil 5.14	: Paralel konum yarım silindir buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) üstten görünüşü.	90
Şekil 5.15	: Dik konum yarım altıgen buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) üstten görünüşü.	91
Şekil 5.16	: Dik konum yarım kare buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) üstten görünüşü.	91
Şekil 5.17	: Dik konum yarım silindir buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) üstten görünüşü.	92
Şekil 5.18	: Paralel konum yarım kare buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) önden görünüşü.	92
Şekil 5.19	: Paralel konum yarım altıgen buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) önden görünüşü.	93
Şekil 5.20	: Paralel konum yarım silindir buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) önden görünüşü.	93
Şekil 5.21	: Dik konum buz kapları ortasından alınan kesitteki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) önden görünüşü.	94

SEMBOL LİSTESİ

A	: Yüzey alanı
c	: Gizli ısı
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı
D_h	: Hidrolik çap
h_{ort}	: Ortalama ısı transfer katsayısı
K	: Kelvin
k	: Isı iletim katsayısı
L	: Karakteristik uzunluk
m	: Kütle
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Kanal uzunluğuna dik çevre uzunluğu
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı
q	: Isı akısı
R	: Evrensel gaz sabiti
Re	: Reynolds sayısı
S₀	: Sıfır noktası entalpisi
T	: Sıcaklık
u₀	: Ortalama hız
α	: Isı yayılım katsayısı
β	: Blokaj oranı
μ	: Dinamik viskozite
□	: Kinematik viskozite
ρ	: Yoğunluk
λ	: Suyun ısı iletkenlik katsayısı
∞	: Sonsuz
Δt	: Geçen süre

FARKLI GEOMETRİLERİN BUZ OLUŞUMUNDA ZORLANMIŞ AKIŞ ÖNÜNDEKİ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde teknolojinin gelişmesi, beraberinde tüketici konforu ve rahatına yönelik yapılan faaliyetlerin de artmasını sağlamıştır. Artan bu faaliyetler içerisinde beyaz eşya sektörünün payı oldukça büyüktür. Bu şartlar doğrultusunda beyaz eşya üreticileri kullanıcılarına, yenilikçi, alternatif ve var olanların dışında farklı bir tarza sahip fonksiyonel ürünler sunmak zorunluluğu hisayarmaktadır. Bu sebeple ürünlerini sürekli geliştirmek ve kullanıcı konforuna yönelik şekilde değiştirmek durumundadırlar.

Beyaz eşya sektöründe özellikle buzdolabı içerisinde kullanıcı konforunu arttırmaya yönelik çalışmalar önemli bir yer tutmaktadır. Buzdolapları günümüzde daha akıllı ve birçok fonksiyona sahip hale gelmiştir. Bu fonksiyonlardan biri de buzdolabında kullanılabilir buz yapma fonksiyonudur. Hemen hemen tüm beyaz eşya üreticilerinin üzerinde durduğu konulardan biri olan buz yapma fonksiyonunun işlevselliğinin artırılması amaçlanmaktadır. Bu sebeple ilk başta buz yapma fonksiyonunun hızlandırılması düşünülmektedir. Hızlı buz yapma fonksiyonu kullanıcıların özellikle sıcak yaz aylarında talep edecekleri önemli bir özelliktir. Buzdolabında bu fonksiyonu geliştirici olarak yapılabilecek birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan biri de buz kabını oluşturacak buz küplerinin tasarımı ve zorlanmış hava akışı önündeki karakteridir.

Bu tez çalışmasında, zorlanmış akış önünde farklı buz küpü geometrileri ile buz yapımına etkiyen faktörler deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Belirlenen bir buzdolabında, gerçek dondurucu ortam şartları içerisinde buz yapma deneyleri yürütülmüştür. Buz küpleri için donma süreleri belirlenmiş ve donma periyodu boyunca sıcaklık değişimleri gözlenmiştir. Bu sayede buz yapımına etki edecek parametreler belirlenmiş ve bu parametrelerin etkisinin çıkarılması amaçlanmıştır.

Tez çalışmasının birinci bölümünde konu ile ilgili literatür ve patent araştırmasına yer verilmiştir. Literatürde zorlanmış akış önündeki engel cisimler üzerinden geçen akış konusunun ön plana çıktığı belirlenmiştir. Zorlanmış akış önünde buz yapımı ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde tez konusunda önemli bir yer tutan zorlanmış taşınım ve dış akış konuları hakkında genel bilgilere yer verilmiş ve tez kapsamında kullanılan boyutsuz sayılar tanıtılmıştır.

Tez çalışmasının üçüncü bölümünde deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların tanıtımı ayrıntılı olarak yapılmıştır.

Tez çalışmasının dördüncü bölümünde yapılan deneysel çalışmaların aşamaları ve ayrıntılarına yer verilmiştir. Ayrıca buz yapma çalışmalarının deneysel sonuçları paylaşılarak deneysel sonuçlara göre elde edilen ortalama yerel ısı taşınım katsayısı hesabına yer verilmiştir.

Tez çalışmasının son bölümünde PIV ve sayısal modelleme çalışmaları gösterilmiştir. PIV çalışmaları ile gerçek ortam şartları incelenmiştir. Sayısal modelleme çalışmalarında gerçek ortam şartlarındaki sınır koşulları ile bilgisayar ortamında 3D analizler yapılmıştır.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF DIFFERENT GEOMETRY CHARACTERISTICS ON THE FORCED CONVECTIVE FLOW FOR MAKING ICE CUBES

SUMMARY

Today, the growth of technology, along with the increase of the activities provided for consumer comfort and luxury. In these increased facilities the white goods sector is quite large. In accordance with these conditions, white goods manufacturers obligated to offer functional products for their consumers innovative and there is an alternative with a different style. For this reason, they have to continuously improve their products and change the way of the users comfort.

Refrigerator's today conditions, the most widely used for refrigeration and ice machines. Refrigerators, which is one of our daily lives the most indispensable aide, comfort and quality of life for the consumer to development and innovation is very clear. Stored in the refrigerator or ice as well as intended use of the foods we consume daily service to the consumer who is in some other functions in the sector are inevitable. Refrigerator should be at the beginning of the most important functions of artificial ice-making capability is available. Ice is used with a variety of purposes for centuries, human beings, came to the physical phase change temperature of water at 0°C and with improvement of the solid substance. Although a wide variety of intended uses of the ice, the most important of them, thanks to the cooling provided refreshment beverages consumed in property and other health needs.

In white goods sector, particularly in the refrigerator to increase user comfort is very important in studies. Refrigerators today have become more intelligent and have lots of functions. One of these functions is usable ice-making function in refrigerator. Quick ice-making fuction is an important feature to be requested by users, and especially in the hot summer months. There are a lot of work done for improve this function in the refrigerator. One of these studies form of the ice cubes in the ice container and character on forced air flow.

In this thesis, the factors of making ice are investigeted experimentally and numerically with the different ice cube geometries which are in front of the forced flow. Ice making experiments were carried out in real-freezing ambient conditions in determined refrigerator. The freezing times for ice cubes are determined and temperature variations are observed while the ice cubes freezing. In this way, the construction of ice that will affect the designated parameters and is intended to remove the effect of these parameters.

In the first part of the thesis work of the relevant research literature and patents are included. In literature, the subject of the flow over obstacles on forced flow is come to the fore. In the literature, examining properties of water and ice, and forced mass flow and heat transfer research has been done in front of the simple geometries. Books and articles written about the properties of water and ice available. Heat transfer in forced flow geometries, especially in front of a number of studies in the

literature are related to various fields. The majority of these studies on the electronic parts, hot, and a small stream in front of the behavior of simple geometry and the simple geometry of this classic is for the examination of behaviors in the forced flow in front of the show. There is any work for making usable ice cubes in front of the forced flow.

In the second part of the thesis, forced convective flow and outer flow subjects are introduced for generally which holds an important place in the thesis and the used dimensionless numbers in scope of the thesis are introduced.

In the third part of the thesis, the equipments used in the experimental ayarup are introduced with detail.

In the fourth part of the thesis, experimental work stages and the details of the experimental studies are given. In addition, the experimental results were shared for the ice making studies and in accordance with the experimental results, the averaged local heat transfer coefficient calculations are given.

In the last part of the thesis PIV and numerical modeling studies shown. With the PIV studies, the real ambient conditions were investigated. Numerical modeling studies with the boundary conditions in real environments have been made in computer 3D analysis. Ice containers are used within the scope of the thesis work was carried out experimental studies in the refrigerator freezer compartment flow conditions in order to view PIV (Particle Image Velocimetry) studies were performed. Purpose of this study is the realization, in the original partition is used in experimental studies provided fans with the real flow conditions the determination of ice around the containers. Obtained from the actual flow conditions in the ambient air stream is intended to provide information about. In this way, the numerical flow model to be used in the modeling studies served by being aware of, the flow of air around the containers used in the ice using the computer program is intended to view. Containers used in the ice, frequently encountered problems in fluid mechanics, frequently mentioned in the literature at the barrier is a problem with the objects passed through the flow.

Experimental part of the thesis work is a four-door no-frost refrigerator 80 l. freezer volume pane, approximately 1.78 times the flow rate of two by-one from the other in front of different fans, 160x160x400 mm cross-sectional area in the hub, each with 50 cc of water area, the long edge lengths the same half-cylinder, half a square dishes and half-hexagonal ice, ice formation and temperature changes during the formation of ice time, depending on the flow of ice in front of the containers were examined for two different states. In the experimental studies carried out at ambient temperature freezers with two different fans. Part of the numerical modeling of the thesis work, a half-cylinder used in the ice-making experiments, half square and half hexagonal ice containers used in the experiments provided by fans, forced air flow characteristics of the actual test conditions in front of the examination was conducted. According to experimental tests and numerical analysis ice containers have different effect on the making ice prosses. This is because of the condition parametres and ice containers design.

The results achieved within the thesis can be summarized as follows:

- 50 cc volume of water filled into containers according to the freezing experiments, the freezing times obtained from the original low-flow fan is used, the ambient temperature of -18°C to -24°C as a result of lowering the maximum decrease around

1-2 minutes. High flow fan in the use of ambient temperature, lowering the freezing of water at most times leads to a reduction of around 5-6 minutes. Accordingly, lowering the ambient temperature in order to make fast ice has little effect. The use of high flow and high-speed fan can make a positive impact on the amount.

- Containers with different geometries of ice water from freezing experiments in half-hexagonal ice container situation in almost all experiments the duration of the freezing water time is appropriate for the lowest. In addition to water at 0°C, cooling time, and -1°C, with the phase change of water coming period is examined separately, the experimental conditions of the water in the cooling times up to 0°C, the fastest results in terms of geometric objects taken a half-cylinder of ice cover is. In addition, finish temperature of the water phase change and freezing at -1°C, which is considered to arrive a half-hexagonal ice in terms of the periods was the container with the most rapid periods of freezing.

- The ice chamber as a result of the actual experimental conditions in the centers of PIV containers passing through the ice is placed to coincide with the actual flow conditions are discussed. Accordingly, all the positions of vessels for the PIV camera with ice containers from the top looking over the flow of ice from the containers before they contrast to the direction of fan rotation (clockwise) was deviates from. In addition, the ice just right for the placement of containers (from front) with PIV camera on the left-looking containers of ice flow from the spiral (helicoidal) structure were. For this reason, numerical modeling studies as a condition of ambient air turbulence model was selected.

As a continuation of this study is thought to be useful in the following proposals:

- Ice containers are placed in the position of the hub enclosure, ice containers will be useful to evaluate changes that occur will create convection heat transfer.
- Containers in ice water cooling or freezing of the water two-phase numerical analysis of time-dependent manner in the literature have been encountered in a study will be useful.
- In this thesis the results obtained from the PIV, FLUENT in terms of numerical modeling studies can be seen in the PIV results of studies so as to give the real work will be a beneficial arrangement.
- Experimental studies, experiments are performed for fans in order to compare the situation can be turned clockwise.

1. GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte tüketici istek ve konforuna yönelik gerçekleştirilen çalışmaların önemi giderek artmaktadır. Yaşadığımız çağda insanoğlunun yakaladığı teknolojik ilerleme geçmiş yıllara kıyasla oldukça ilerlemiş durumdadır. İnsanlar, günlük hayatlarını konforlu ve daha kaliteli bir şekilde sürdürebilmek için her türlü teknolojik araçları kullanmaktadırlar. Bu amaçla insanlara, hızla akıp giden bir zamanda en konforlu, en hızlı ve en ideal şartlarda hizmet eden teknolojik altyapıya sahip olma kritik bir konu olarak ortaya çıkmıştır.

Buzdolapları bugünkü şartlarda dünyada en yaygın kullanılan soğutma ve dondurma amaçlı makinelerdir. Günlük hayatımızın en vazgeçilmez yardımcılarında biri olan buzdolapları da tüketici konforu ve kaliteli yaşam açısından gelişime ve yeniliğe son derece açık bir durumdadır. Buzdolabının kullanım amacı olan günlük tükettiğimiz gıdaları saklanması veya dondurmasının yanında tüketiciye hizmet eden diğer bazı fonksiyonlarının da olması sektörde kaçınılmaz bir durumdur. Buzdolaplarında olması gereken en önemli fonksiyonların başında yapay kullanılabilir buz yapma özelliği gelmektedir. Buz, yüzyıllar boyu insanoğlunun çeşitli amaçlar ile kullandığı, fiziksel olarak suyun 0°C sıcaklığa gelerek faz değiştirmesi ve katı hale gelmesi ile oluşan bir maddedir. Buzun kullanım amaçları çok çeşitli olmakla birlikte bunlardan en önemlileri, tükettiğimiz içeceklerle sağladığı soğutma sayesinde ferahlık özelliği ve diğer sağlık ihtiyaçlarıdır.

Tez çalışmasında, buzdolabında yapay kullanılabilir buz yapımına etki eden parametrelerden ortam sıcaklığı, hava hızı ve debisi ile birlikte, belirlenen üç farklı buz kabı geometrinin akış önündeki davranışı incelenmiştir. Üç farklı buz kabı geometrisinin kısa mesafeli gerçek bir akış önünde, akışa paralel veya dik konumlarının buz yapımına etkisi iki farklı sıcaklık ve hava hızında incelenmiştir. Deneysel çalışmaların yanı sıra CFD ve PIV çalışmaları da gerçekleştirilmiştir. CFD ve PIV çalışmaları sayesinde, tez kapsamında yapılması planlanan çalışmalar gerçekleştirilirken, bir yandan da deney test düzeneği sayesinde buz kapları içerisine konan suyun donma periyodu boyunca sıcaklık değişimleri incelenmiştir.

Bu doğrultuda, zorlanmış laminar ve türbülanslı akış önündeki basit bazı geometrilerde ısı ve kütle transferi konuları ile ilgili literatür araştırması gerçekleştirilmiştir. Ayrıca buz kabı geometrileri ile ilgili patent araştırması da gerçekleştirilmiştir. Basit geometriler üzerinden zorlanmış kütle ve ısı transferi konusunda farklı amaçlı konulara yönelik çok sayıda çalışma bulunmuştur. Bu çalışmalardan gerçekleştirilen çalışmaya yakın bir kısmı incelenmiştir. Ayrıca buz ve suyun özelliklerinin yanısıra suyun erime veya donma prosesinin incelenmesinde kullanılan Stefan problemi ile ilgili erime prosesine ait nümerik ve analitik çözümünün bir arada olduğu bir çalışma incelenmiştir.

DeneySEL çalışmalar ile elde edilen sonuçlar ile CFD sonuçları arasında karşılaştırma yapılmıştır. Geometriler ve bulundukları konum sonucu gerçekleşen ısı transferinde farklılık olup olmadığı irdelenmiştir. PIV ile geometriler etrafındaki hava hızı ve sıcaklık dağılımı incelenmiş, CFD ile elde edilen aynı sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen sonuçlar son bölümde verilmekte ve elde edilen sonuçlar ışığında yeni bir buz kalıbı tasarımı hakkında öneriler son bölümde sunulmuştur.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin yapılmasındaki amaç; buzdolaplarında yapay kullanılabilir buz yapımına etki eden faktörlerden; sıcaklık, hava hızı, hava debisi ve buz kabı geometrisinin buz yapımı üzerindeki etkisinin incelenmesi ve elde edilen bilgiler ışığında yeni bir buz kabı tasarımı için öneriler sunmaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde, su ve buz özelliklerinin incelenmesi ve zorlanmış akış önündeki basit geometrilerden kütle ve ısı transferi konularında araştırma yapılmıştır. Su ve buzun özellikleri ile ilgili yazılmış kitaplar ve makaleler mevcuttur. Özellikle zorlanmış akış önündeki geometrilerden ısı transferi konusunda çeşitli alanlar ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalardan büyük çoğunluğu elektronik parçalar üzerinde bulunan, sıcak ve küçük basit geometrilerin akış önündeki davranışları ve yine bu basit geometrilerin klasik zorlanmış akış önünde gösterdiği davranışların incelenmesine yöneliktir.

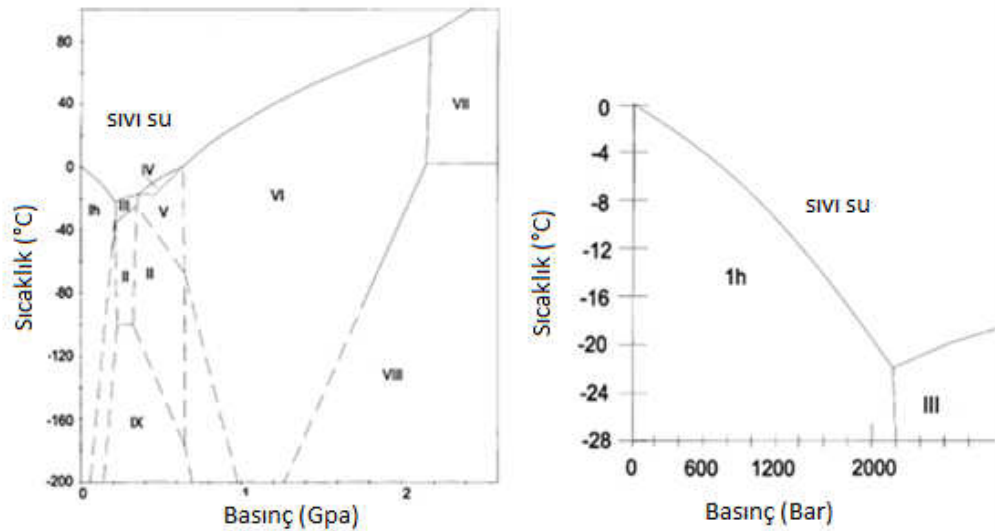
1.2.1 Suyun ve buzun özelliklerinin tanıtımı

Su, günlük hayatımızın en önemli ve vazgeçilmez yaşam faktörlerinden biridir. Suya bağlı olarak buz da, yine günlük hayatımızda sıkça ihtiyaç duyduğumuz suyun diğer bir fazıdır. Suyun özellikleri, diğer sıvı maddelere göre bazı farklılıklar göstermekte olup, buz fazında da buna bağlı olarak diğer katı maddelere göre farklılıklar vardır.

Akyurt ve diğ. (2001) yaptıkları çalışmada suyun katılaşma ve erime karakteristiğini incelemişlerdir. Çalışmada ayrıca suyun ve buzun özelliklerinden bahsedilerek suyun faz diyagramı üzerinde durulmuştur.

Sudaki molekül kuvvetleri birbirleriyle kompleks bir etkileşim içerisinde. Bir çok maddenin soğutulduğunda yoğunluğu artar ve donmuş fazdaki yoğunluğu sıvı faza göre daha yüksek olmaktadır. Fakat suyun + 4°C sıcaklığına kadar soğutulduğunda ilk önce hacminin azaldığı daha sonra tekrar arttığı bilinmekte ve bu sebepten dolayı donduğu zamanki yoğunluğunun sıvı suya göre daha az olduğu belirtilmektedir.

Çalışmada, buz kristallerinin bir çok farklı yapıda olabileceği ifade edilmiştir. Dünya üzerindeki doğal buz yapılarının 1h fazda ve hegzagonal yapıda olduğu belirtilmektedir. Şekil 1.1'de suyun faz diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.1 : Su ve buzun faz diyagramı [1].

Şekil 1.1'de su için görülen diyagram, dünyada su gibi birkaç madde için daha görülebilmektedir. Buzun faz diyagramı buz fazları arasındaki dengeyi göstermektedir. 1h bölgesindeki su ile buz arasındaki denge eğrisi negatif bir eğime sahiptir. Bu durum katı fazın yoğunluğunun sıvı fazdan düşük olmasına bağlıdır.

Denge çizgileri diğer buz fazları denge alanları içerisine yarı kararlı faz sınırlarına kadar uzanmaktadır. Bununla birlikte 11 çeşit formda buz kristal yapısı bulunmakta ve bunlardan sadece Ih fazda görülen buz hegzagonal yapıya sahiptir. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi su 0 gösterge basıncında Ih fazda 0 °C'de donmaktadır.

Çalışmada, buzun görülebilir ışıktaki şeffaf yapıda olduğu belirtilmektedir. Buz, non-linear akış kanunları ile viskoelastik bir malzemedir. Çok kristalli buzun gerilme altına girdiğinde hemen elastik deformasyona uğramakta ve sonra geçici yayılmaya geçtiği belirtilmektedir.

0 °C'de Ih bölgede buzun yoğunluğunun 0.917 Mg/m³ olduğu belirtilmektedir. Buz yoğunluğu diğer buz fazlarına göre giderek artmaktadır. Buz fazı yoğunlukları Çizelge 1.1'de 110 K sıcaklığı için verilmiştir.

Çizelge 1.1 : 110 K sıcaklığında fazlardaki su yoğunluğu [1].

Buz Fazı	Yoğunluk (Mg/m ³)
Ih	0.917
II	1.18
III	1.15
IV	1.27
V	1.24
VI	1.33
VII	1.56
VIII	1.56
IX	1.16
X	2.51

Buzun diğer özellikleri Çizelge 1.2'de gösterilmiştir. Bu özellikler arasında belirtilmesi gereken, buzun ısı iletkenlik katsayısının 2.2 W/m·K olduğudur. Bu sebeple buz, bir iletken çok bir yalıtkan olarak sınıflandırılabilir. Çalışmada, suyun ve sulu çözeltilerin donma prosesi boyunca sıcaklık-zaman eğrisi Şekil 1.2'de verilmiştir. Saf suyun donma prosesi şekilde ABCDE eğrisi boyunca, sulu çözeltilerin donma eğrisi ise A'B'C'D'E' prosesi boyunca görülmektedir. Ayrıca

verilen şekillerde suyun donma prosesinde sıkça görülen aşırı soğutma (supercooling) etkisi de görülmektedir.

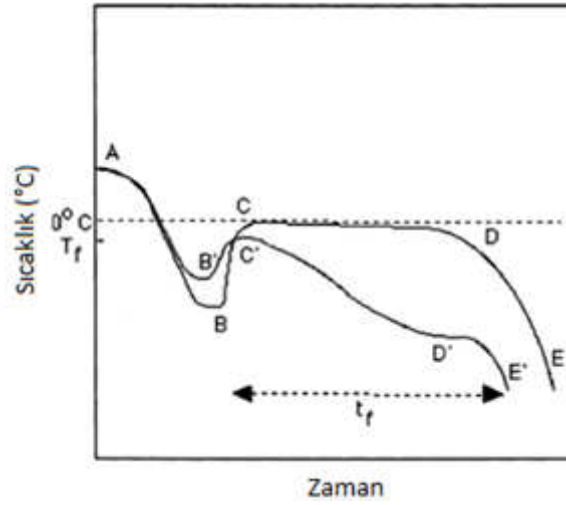
Çizelge 1.2 : Buzun fiziksel özellikleri [1].

0 °C-Ih. Faz	
Yoğunluk	0.917 Mg/m ³
Adyabatik Sıkıştırılabilirlik	0.119 Gpa ⁻¹
İzotermal Sıkıştırılabilirlik	0.33 Gpa ⁻¹
Erime Noktası	273.15 K
Erime Noktası Düşüşü	-74 K/Gpa
Gizli Isı	2.01 kJ/kg·K
Erime Isısı	334 kJ/kg
Isıl İletkenlik	2.2 W/m·K
Lineer Genleşme Katsayısı	10 ⁻⁶ 1/K
Kübik Genleşme Katsayısı	10 ⁻⁶ 1/K
Buhar Basıncı	610.7 Pa

Buna göre su, donma noktası olan 0 °C'de kristallenme başlamadan daha düşük sıcaklıklara (T_f) kadar inebilmektedir. Saf su çekirdeklenme başlamadan bir kaç derece daha alta soğutulabilir. Supercooling olayında öncelikle çekirdek için kritik kütleyle ulaştıktan sonra çekirdeklenme B veya B' noktalarında başlar. Sistemin gizli ısı, sistemden çekilen ısıdan daha hızlı verilerek ayrılır. Daha sonra sıcaklık aniden donma noktasına kadar yükselir ve faz değişimi başlar. Saf su donma eğrisinde görülen CD aralığında kristal gelişimi meydana gelir. Hızlı soğutma oranı buz kristalinin bu periyot boyunca oluşumuna etki eder. CD aralığı boyunca (faz değişimi) tüm su donma proseslerinde olduğu gibi sıcaklık sabit kalmaktadır. Kristallenme tamamlandığında ise sıcaklık D noktasından E noktasına duyulur ısı ayrılması sonucu düşer.

Çalışmada erime ve donma tipi problemlerin Stefan tipi problem olduğu belirtilmektedir. Stefan 19. y.y.'da suyun sıcaklık dağılımı ve suyun katışılmasını

formülize etmiştir. Problem açıkça bir non-linear problemdir. Stefan problemi, sınır hareket problemi olarak bilinmektedir.



Şekil 1.2 : Donma prosesi sıcaklık - zaman eğrisi [1].

Çalışmada erime ve donma tipi problemlerin Stefan tipi problem olduğu belirtilmektedir. Stefan 19. y.y.'da suyun sıcaklık dağılımı ve suyun katılaşmasını formülize etmiştir. Problem açıkça bir non-linear problemdir. Stefan problemi, sınır hareket problemi olarak bilinmektedir.

Suyla dolu havuz yüzeyinde, havaya açılan bir ortamda buz oluşumu gözlenmiştir. Sonuç olarak soğuk havaya buz yüzeyinden ısı transferi sonucu olarak buz oluşumunun katı-sıvı yüzeyinde kademe kademe gerçekleştiği görülmüştür. Sudan buza ısı geçişi taşınım ile, buz içerisinde ise iletimle olur. Buz tabakası, su-buz ara yüzeyi hariç, aşırı soğutulmuş şartlardadır. Gerçekleşen ısı transferinin bir kısmı ara yüzeydeki sıvının donma noktasına doğru soğutulması ve katılaşması için gizli ısının bırakılması amacıyla kullanılmaktadır. Kalan diğer kısım ısı transferi ise buzun donma noktası altına devam eden sıcaklık düşüşü için kullanılmaktadır.

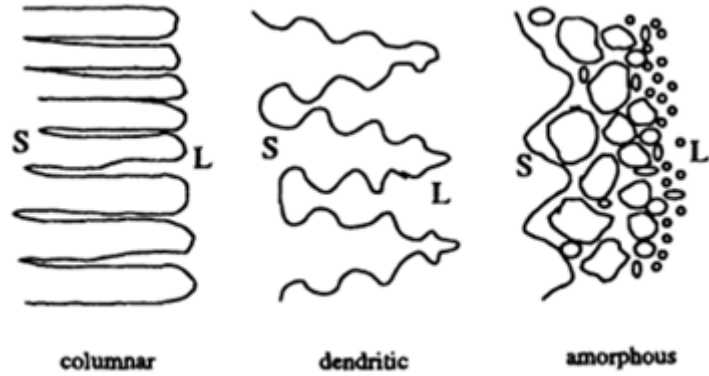
Bu çalışmada yazara göre düz bir tabakanın donması, katı faz için gelişim denklemlerinin genel iletim denklemi olarak kullanıldığı bir sınır değer problemi olarak (1.1) eşitliğinde verilmektedir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (1.1)$$

Verilen eşitlikte; T sıcaklığı, x tabaka kalınlığını, α katı faz için ısı yayılım katsayısını, θ zamanı ifade etmektedir. Denklemin analitik çözümü zor olmakla birlikte yapılacak kabuller yardımıyla basitleştirilmesi sağlanabilir. Buna göre; buzun yoğunluğu ve ısı iletim katsayısının donma prosesi boyunca sabit olduğu kabulü yapılabilir.

Faz değişim bölgesinde katı ve sıvının birlikte bulunduğu bölgeye ara yüzey adı verilir. Ara yüzey kalınlığı bir kaç Angstroms'dan (10^{-8} cm) bir kaç cm'ye kadar değişebilir. Mikro yapıdaki bu durum malzemeye, soğuma oranına, sıvı ve yüzey gerilimi sıcaklık gradyenine bağlı olabilir. Kavisli katı yüzeylerde sıvı tarafına bakan yüzeyde yerel donma sıcaklığı, sıvı-yüzey gerilimine ve yerel kavislenmeye bağlı olarak düşer. Bu durum Gibbs-Thomson etkisi olarak adlandırılır. Tüm donma prosesi boyunca küçük bir etki olup, ara yüzey mikro yapısı için çok önemli bir durum olduğu belirtilmektedir.

Çalışmada ayrıca, su için faz değişim bölgesi için evrensel olarak kabul edilen, katı buz ve sıvı suyun bir arada bulunduğu bölgede dentritik yapıda buz oluştuğu belirtilmektedir. Dentritik ve diğer yapıdaki buz oluşumu Şekil 1.3'de verilmiştir.



Şekil 1.3 : Genel arayüzey yapıları [1].

Petrenko ve Whitworth (1999) yaptıkları çalışmada buzun önemi ve özelliklerinden bahsetmişlerdir. Suyun oda şartlarından 0°C 'e veya daha düşük sıcaklıklara kadar soğutulması ile buz oluşur. Bu oluşum sırasında suyun dörtgen kristal yapısı hegzagonal kristal yapıya dönüşür. Bu oluşum, buzun suya göre daha boşluklu yapıya sahip olmasına ve bu sebeple yoğunluğunun daha düşük olmasına sebep olduğu belirtilmektedir.

Çalışmada, buzun değişik kristal yapılarına sahip olduğu belirtilmektedir. Günlük hayatta en çok karşılaştığımız tür buz Ih (hegzagonal ice) türüdür. Buzun farklı sıcaklık ve basınçlarda oluşabilen en az 13 adet kristal türü olduğu belirtilmektedir. Moleküller düzenli bir kristal kafesine sahipken moleküllerin yönlenmesi ile düzensiz yapıya dönüştüğü; bu özellik ile elektriksel polarizasyon (kutuplanma) ve iletkenlik gibi karakteristik nitelikler oluştuğu belirtilmektedir. Buz "bir yarı iletken" olarak açıklanabilir. Bu kavramlar suyun hidrojen bağlarında (hydrogen-bonded) meydana gelen proton transferi gibi çok karmaşık sistemlere son derece bağlıdır.

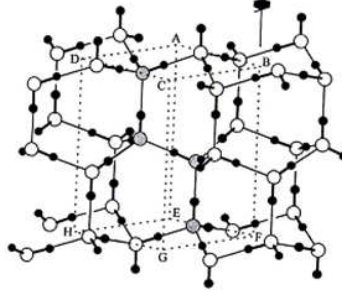
Buzun Ih bölgesi, atmosferik basınçta suyun normal dondurulması sonucu veya 100°C 'nin üzerinde su buharından direkt katılaştırma yaparak elde edilen normal yapıdır. "I" sayısı (Tammann tarafından belirtilen, 1900) buzun yüksek basınç fazları ile ilgili ilk keşfin ardından tanımlanmış ve "h" ifadesi ise buzun yarı kararlı kübik fazının normal hegzagonal fazdan (Ic) ayırt edilmesi için kullanılmaktadır. Suyun buz, sıvı ve buhar fazı arasındaki faz denge diyagramı üç fazın dengede olduğu üçlü denge noktası Kelvin sıcaklık ölçeğinde 273.16 K ve 611.7 Pa basınca sahiptir. Buzun bazı sıcaklıklar için buhar basıncı değişimi Çizelge 1.3'de görülmektedir.

Çizelge 1.3 : Buzun fiziksel özellikleri [2].

Sıcaklık (°C)	Buhar Basıncı (Pa)
0	611.1
-5	401.8
-10	259.9
-15	165.3
-20	103.3
-25	63.3
-30	38.0
-35	22.3
-40	12.8
-50	3.94

Sıvı su donduğunda kristaller başlangıçta çekirdeklenir ve yüzeylere yapışır. Eğer buz başlangıçta daha hızlı yapılırsa, yüzey tanelere yönelik rastgele bir katı kütle ile kaplanır ve bunlar içe doğru daha hızlı yayılmaya başlar.

1h bölgesi buzun kristal yapısı (Pauling, 1935) Şekil 1.4'de görülmektedir. Oksijen atomları (açık çemberler), altıgen kafes üzerinde düzenlenir. Her bir oksijen atomu, köşelerinde dört yakın komşusu ile sıradan dört yüzlü yapıdadır. Hidrojen atomları (koyu noktalar ile gösterilen) yakınlarındaki oksijen atomlarına kovalent (eşdeğerli) bağ ile bağlanarak H₂O molekülünü oluşturmaktadır. Bu moleküller hidrojen bağı ile diğer moleküllerle bağlanmaktadır. Her molekül protonlarını diğer iki moleküle vermekte ve diğer iki adet molekülden de hidrojen bağlarını kabul etmektedir.



Şekil 1.4 : 1h bölgesi buz kristal yapısı [2].

Suyun diğer bir sıra dışı özelliği de sıvı fazdaki yoğunluğunun maksimum olmasıdır. Bu sebepten dolayı su kütlesi 4°C civarında iken donma yüzeyde oluşmaya başlar. Bu özellik su için eşsiz, diğer maddelerde nadir bulunan bir durumdur. Suyun ve buzun farklı sıcaklıklardaki yoğunlukları Çizelge 1.4'de verilmiştir.

Çizelge 1.4 : Suyun ve buzun atmosferik basınçtaki yoğunlukları [2].

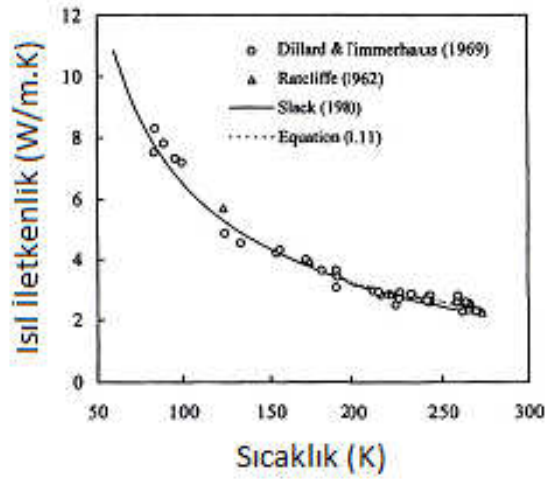
	Sıcaklık (°C)	Yoğunluk (kg/m ³)
Buz	0.0	916.680
Su	0.0	999.840
	2.0	999.940
	4.0	999.972
	6.0	999.940
	8.0	999.849
	10.0	999.700

Çalışmada, buz için sıfır noktası entropisi (1.2) eşitliğinde gösterildiği gibi verilmiştir.

$$S_0 = R \times \ln \left(\frac{3}{2} \right) \quad (1.2)$$

Denklemden belirtilen S_0 sıfır noktası entropisini, R genel gaz sabitini temsil etmektedir ($S_0=3.371$ J/mol K).

Buzun ısı iletkenliğini belirlemek amacıyla literatürde bir çok çalışma yapıldığı belirtilmiştir. Yapılan çalışmaların sonucu Şekil 1.5'de görülmektedir. Bu çalışmalardan en güvenilir Slack tarafından yapılan ve Şekil 1.5'de gösterilen eğriyi temsil etmektedir.



Şekil 1.5 : Literatürde buzun ısı iletkenlik çalışmalarını temsil eden grafik [2].

Maksimum ısı iletim katsayısının 7 K civarında olduğu belirtilmektedir. 60 K sıcaklığı üzerindeki iletkenliğin sıcaklığa bağlı olarak değiştiği ifade edilmektedir. (1.3) eşitliğinde sıcaklığa bağlı iletkenlik aşağıda gösterildiği gibi ifade edilmiştir.

$$\lambda = \frac{651 \text{ W/m}}{T} \quad (1.3)$$

Denklemden belirtilen λ ısı iletkenlik katsayısını, T ise Kelvin cinsinden sıcaklığı temsil etmektedir.

1.2.2 Zorlanmış taşınımli hava akışı içerisinde geometrilerin incelenmesi

Ali ve diğ. (2004) yaptıkları çalışmada, zorlanmış taşınımli bir hava akışı içerisindeki üçgen prizmanın dış yüzeyinden gerçekleşen ısı transferi konusunu

incelemişlerdir. Üçgen prizma yapılarının ısı değışirici ve elektronik ekipmanlar gibi bir çok alanda kullanıldığını belirtilmektedir. Çalışma, üçgen prizmanın sivri tepe ucunun akışa baktığı ve kenarlarından birinin akış önünde durduğu durumlar için gerçekleştirilmiştir. Bu durumlar için prizma çevresindeki yerel Nu sayısı incelenmiştir. Prizma içten sabit akıda ısı kaynağı ile ısıtılmaktadır. Sıcaklıklar prizma duvarlarında yüzey boyunca ve çevresel yönde ölçülmüştür. Farklı enine kesit uzunlukları ve blokaj oranına (L/l) sahip üçgen prizmalar deneylerde incelenmiştir. Bahsedilen çalışmada, karşı akış içerisindeki üçgen prizma için zorlanmış taşınım ısı transferinde Re sayısı aralığı 18631 - 12860 'dur.

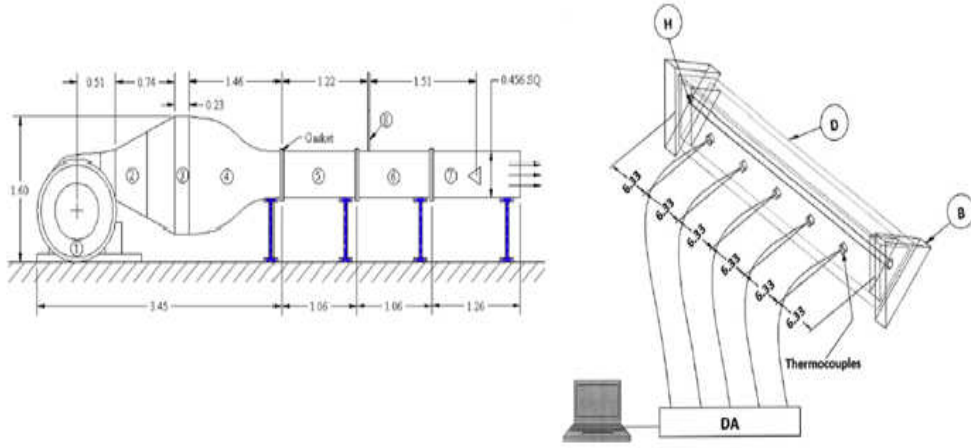
Literatürde, zorlanmış taşınımında tüm ortalama Nu sayıları için dairesel veya dairesel olmayan yapılar için ısı transferi için korelasyonlar verilmiştir. (1.4) eşitliğinde dairesel silindirlerin akış önünde geniş aralıklı Pr sayısı için tüm Re sayıları ile $Re.Pr > 0.2$ iken basit bir korelasyon verilmiştir.

$$\overline{Nu_D} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{0.5}Pr^{\frac{1}{3}}}{[1 + (\frac{0.4}{Pr})^{\frac{2}{3}}]^{\frac{1}{4}}} [1 + (\frac{Re_D}{282000})^{\frac{5}{8}}]^{4/5} \quad (1.4)$$

Ayrıca literatürde, 2000 - 90000 aralığındaki Re sayıları, 0.7 - 176 aralığındaki Pr sayıları ve tünel blokaj oranının 0.14 olduğu durum için dairesel silindirin hava ve sıvı karşı akışı içindeki ısı transferi incelenmiştir. Bu durumda dairesel silindir etrafındaki ortalama ısı transferi için (1.5) eşitliği verilmiştir.

$$\overline{Nu_D} = 0.446Re^{0.5}Pr^{0.35} + 0.528 \left[(6.5 \left(\frac{Re}{5000} \right))^{-5} + (0.031Re^{0.8})^{-5} \right]^{-\frac{1}{5}} Pr^{0.42} \quad (1.5)$$

Çalışmada, üçgen prizma deneylerinin plastik cam (flexiglass) malzemeden yapılmış kare kesitli bir tünelde gerçekleştirildiği belirtilmiştir. Tünel içerisinde 10.05 m/s minimum ve 17.25 m/s maksimum hızları ile çalışılmıştır. Kullanılan dört üçgen piramit eşit kesit alanında, fakat blokaj oranları ($\beta=L/l$); 0.066, 0.110, 0.175 ve 0.263 olacak şekilde seçilmiştir. Piramitler 1.5 mm kalınlığa sahiptir. Elektriksel ısıtma elemanı (H) her bir prizma merkez kısmında iki uca yerleştirilmiştir. Malzemenin ısı iletkenliği 0.15 W/m·K'dir. Kullanılan deney düzeneği ve üçgen piramit yapısı Şekil 1.6'da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 : Deney düzeneği ve kullanılan üçgen piramit [3].

Gerçekleştirilen çalışmada ışıınım etkisi ihmal edilmiştir. Sadece taşınım ve iletim etkisinin varlığı söz konusudur. Taşınım ile ısı transferi prizmanın dış yüzeyinde üniform olarak yayılmaktadır.

Yerleştirilen termokupllar ile yerel ısı taşınım katsayısındaki yerel değişiklikler takip edilmiş ve üçgen pramit çevresindeki yerel ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Pramitin merkez çevresi boyunca ısı taşınım katsayısı **(1.6)** eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır.

$$h_m = \frac{q_c}{T_m - T_\infty} \quad (1.6)$$

Denklemde h_m ısı transfer katsayısını, q_c taşınım ısı akısını, T_m üçgen pramit ortasından alınan sıcaklığı, T_∞ ortam sıcaklığını temsil etmektedir.

Buna bağlı olarak yerel Nu sayısı **(1.7)** eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır.

$$(Nu_L)_m = \frac{h_m L}{k} \quad (1.7)$$

Denklemde $(Nu_L)_m$ Nu sayısını, L karakteristik uzunluğu, k ısıl iletkenlik katsayısını temsil etmektedir.

Ayrıca üçgen pramitin yatay uzunluğu boyunca alınan sıcaklıklara bağlı olarak ısı taşınım katsayısı hesabı h_x , **(1.6)** eşitliğine benzer olarak T_m çevresel sıcaklık yerine T_x boylamsal sıcaklıkları alınarak hesaplanmıştır.

Buradan; toplam ortalama ısı taşınım katsayısı hesabı, beş alanın ortalaması olarak **(1.8)** eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır.

$$\bar{h} = \sum_{x=1}^5 h_x / 5 \quad (1.8)$$

Boyutsuz toplam ortalama Nu sayısı, hem prizma uzunluğunun karakteristik uzunluk olarak hesaplanmasıyla, hem de üçgenin bir kenarının karakteristik uzunluk olarak alınarak hesaplanmasıyla tarif edilebilir. **(1.9)** eşitliğinde uzunluklara bağlı Nu sayısı hesapları gösterilmiştir.

$$\overline{Nu_H} = \frac{\bar{h}H}{k}, \quad \overline{Nu_L} = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (1.9)$$

Denklemlerdeki H prizma uzunluğunu, L bir kenar uzunluğunu, k ısı iletim katsayısını göstermektedir.

Her iki durumda da üçgen prizmanın bir kenarı olan L uzunluğu boyutsuz Re sayısı için kullanılmıştır. **(1.10)** eşitliğinde Re sayısı için kullanılan ifade verilmiştir.

$$Re_L = \frac{vL}{\nu} \quad (1.10)$$

Denklemden v ortamdaki akışkan hızını, L üçgen prizmanın bir kenar uzunluğunu, ν ise kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

Deneyler sonucunda yerel Nu sayısının değişimi akış önündeki iki farklı pozisyon için çıkarılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçların yüzeylerdeki sınır tabaka gelişiminden fazlaca etkilendiği belirtilmektedir. İki farklı konum için yerel Nu sayısını veren korelasyonlar çıkarılmıştır. **(1.11)** eşitliğinde, $1.8 \times 10^4 < Re_L < 1.28 \times 10^5$ aralığında prizmanın sivri ucunun akışa baktığı durum için elde edilen bağıntı görülmektedir.

$$\overline{Nu_L} = 0.008(\overline{Re_L})^{0.95} \quad (1.11)$$

(1.12) eşitliğinde üçgen prizmanın bir yüzeyi akışa baktığı durum için $1.8 \times 10^4 < Re_L < 1.22 \times 10^5$ aralığında elde edilen korelasyon görülmektedir.

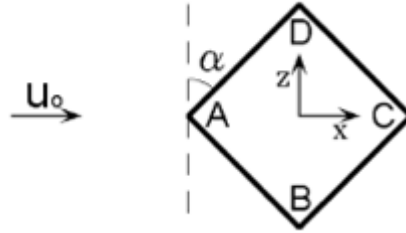
$$\overline{Nu_L} = 0.004(\overline{Re_L})^{1.03} \quad (1.12)$$

Prizma çevresi etrafındaki yerel Nu sayılarının, başlangıçta ayrılma noktalarına kadar azaldığı ve daha sonra geçiş rejiminde türbülans limitine kadar yükseldiği ve ardından tekrar düştüğü görülmüştür. Geçiş ve türbülans rejimlerinin dağılması için

kritik noktalar elde edilmiştir. Üçgen prizmada, yüksek Re sayılarında gerçekleşen ısı transferinin dairesel ve kare prizmalara göre daha fazla arttığı görülmüştür.

Nakamura ve diğ. (2003) yaptıkları çalışmada, tabana 45° eğim ile oturtulmuş ve Re sayısı yükseklik baz alınarak, $4.2 \times 10^3 - 3.3 \times 10^4$ aralığında olan, akış önündeki deneysel çalışmada küp etrafındaki akış ve ısı transferi incelenmiştir. Yerel ısı taşınım katsayısının küp üzerindeki ve tabanındaki dağılımı incelenmiş, akış önüne dikey konulmak yerine eğimli koyulmasının ısı taşınımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

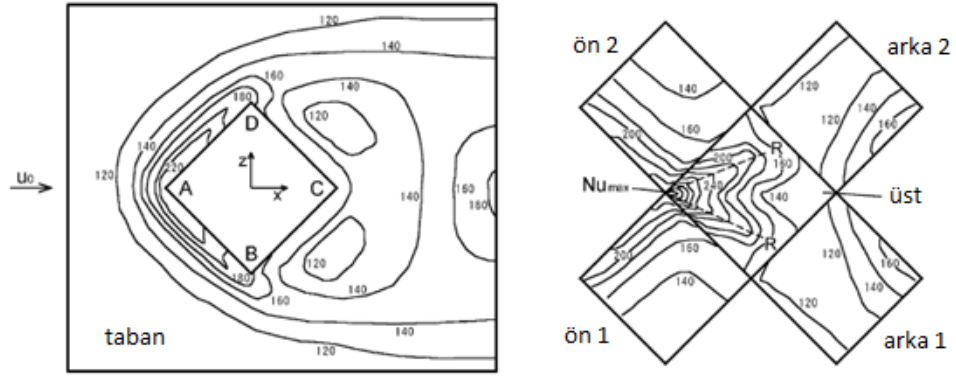
Deneyler 400 mm yükseklik, 300 mm genişlik ve 800 mm uzunluğa sahip olan düşük hızlı rüzgar tüneline yapılmıştır. Kullanılan küpün uzunluğu 30 mm olup tabana 45° eğimle yerleştirilmiştir. Serbest akış hızı u_0 , 2.2 - 17.3 m/s arasındadır. Re sayısı aralığı $4.2 \times 10^3 - 3.3 \times 10^4$ aralığındadır. Serbest akış türbülans yoğunluğu %5 olarak alınmıştır. Akış önüne yerleştirilen eğimli küp yapısı Şekil 1.7'de gösterilmiştir.



Şekil 1.7 : Akış önündeki eğimli küp [4].

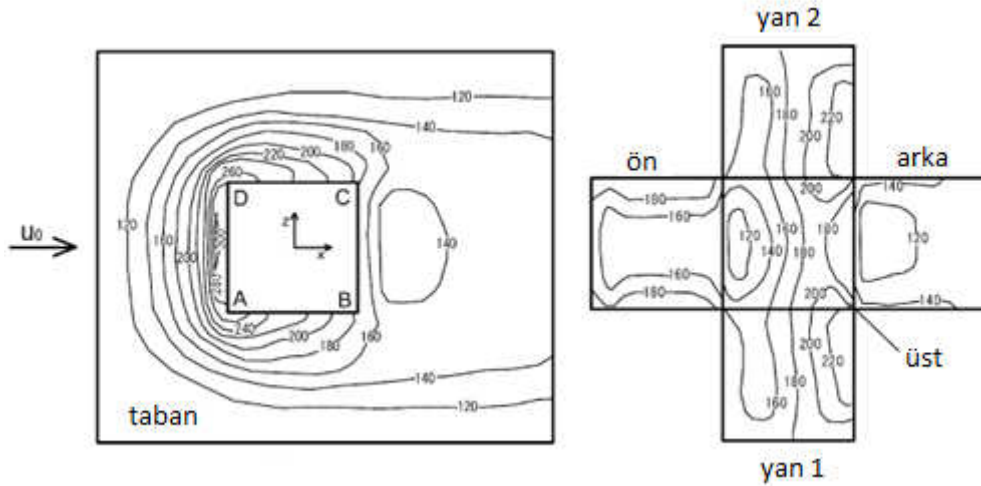
Kullanılan küp 3-5 mm kalınlığında olup su geçirmez reçineden üretilmiştir. Küp yüzeylerine sabit akıda ısı verilmektedir. Ortam sıcaklığı ile ısıtılan yüzeyler arası sıcaklık farkı 10°C olmaktadır. Küp yüzeylerine bakır-constantan, 0.1 mm çapta termokupllar 3 mm aralıklarla yerleştirilmiştir. Tabana ise 4-8 mm aralıklarla yerleştirilmişlerdir. Tüm alan boyunca sıcaklık dağılımını elde etmek için deneyler aynı koşullarda dört kez tekrarlanmıştır. Küp yüzeyi üzerinde akış görsellemesi için yağ-film (oil-film) yöntemi kullanılmıştır.

Çalışmada farklı Re sayılarına göre yerel Nu sayısı değişimi incelenmiştir. Nu sayısı için referans uzunluk küp uzunluğu olarak alınmıştır. Küpün tüm yüzeylerindeki Nu sayısı değişimi tespit edilmiştir. $Re = 3.3 \times 10^4$ iken Nu sayısı dağılımı Şekil 1.8'de gösterilmiştir.



Şekil 1.8 : $Re= 3.3 \times 10^4$ 'da açılı küp yüzeylerindeki yerel Nu sayısı değişimi [4].

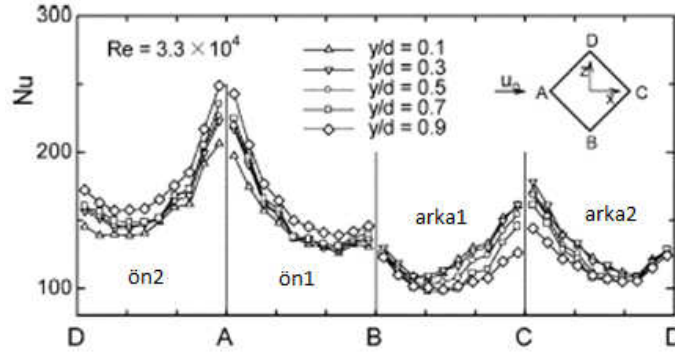
Ayrıca aynı Re sayısında küpün akış önünde açısız durması halindeki Nu sayısı değişimi de incelenmiştir. Bu durum için küpün yüzeylerinde Nu sayısı değişimi Şekil 1.9'da görülmektedir.



Şekil 1.9 : $Re= 3.3 \times 10^4$ 'da açısız küp yüzeylerindeki yerel Nu sayısı değişimi [4].

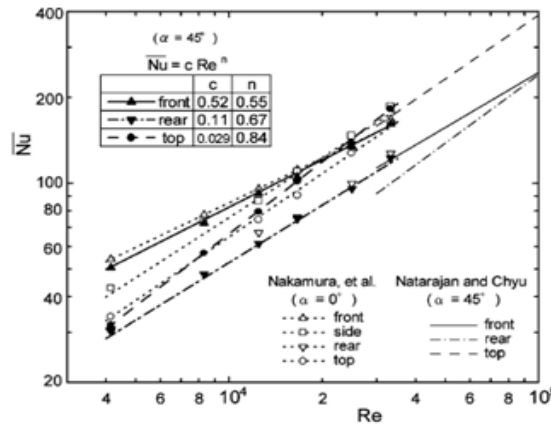
Akış önünde açısız yerleştirilen küpte maksimum Nu sayısı değişimi ön yüzde görülmektedir. Açılı yerleştirildiği durumda ise Nu sayısı değişimi üst yüzde daha fazladır. Bu durum düşük Re sayılarında hücum kenarı girdaplarının tam anlamıyla şekillenmediğini göstermektedir.

Çalışmada, aynı Re sayısında küpün yüksekliğine bağlı olarak ön ve arka kenarlarındaki yerel Nu sayısı dağılımı da incelenmiştir. Buna göre Nu sayısı dağılımı kenarlarda yükseklik ile çok az değişmektedir. Nusselt sayısı dağılımını ifade ederek deney sonucu belirlenen bu durum Şekil 1.10'da görülmektedir.



Şekil 1.10 : $Re=3.3 \times 10^4$ 'de Nu sayısının ön ve arka yüzlerde yüksekliğe bağlı değişimi [4].

Çalışmada küpün taban hariç diğer kenarları için yerel ısı transferi denklemleri çıkarılmıştır. Buna göre; literatürde yapılan daha önceki çalışmalarda açılı ve açısız yerleşim sonucu elde edilen korelasyonlar ile bu çalışmada Re sayısının değişimine göre yerel Nu sayısının değişiminden elde edilen korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Çalışmadaki Re sayısına göre ortalama Nu sayısı değişiminden elde edilen korelasyon grafiği Şekil 1.11'de görülmektedir.



Şekil 1.11 : Re sayısına göre ortalama Nu sayısı değişim korelasyonu [4].

Yapılan çalışmalar sonucunda, akış önüne düz yerleştirilen küpe göre açılı yerleştirilme durumunda gerçekleşen ısı transferi özellikle üst yüzde oldukça daha fazladır. Ayrıca sistemdeki toplam ortalama Nu sayısı korelasyonu elde edilmiştir. Bu değer akış önüne açısız yerleştirilen duruma göre %10 daha azdır. (1.13) eşitliğinde 4.2×10^3 ile 3.3×10^4 Re sayısı aralığında elde edilen toplam Nu sayısı korelasyonu görülmektedir.

$$Nu_m = 0.205 Re^{0.63} \quad (1.13)$$

Saha (2005) yaptığı literatür çalışmasında, uniform bir akış içerisine yerleştirilen sabit bir küpte akış ve gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Üç boyutlu zamana bağlı Navier Stokes denklemleri ve enerji denklemleri çözülmüştür. Bu çalışmada; Re sayısı 50-400 aralığında olup, sonsuz uzunlukta bir ortamdaki sabit küp için üç boyutlu sayısal akış hesaplamaları ile hava giriş hızı ve küp boyutları temel alınarak gerçekleşen ısı taşınımı hesabı yapılmıştır.

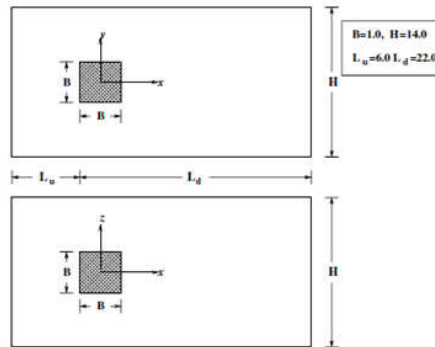
"Direct Numerical Simulation, (DNS)" yöntemi kullanılarak ısı taşınımı üzerindeki farklı geçişlerin etkisini görülmüş ve yüksek Re sayılarında akış yapısı incelenmiştir. Uygulanan simülasyon tekniğine göre zamana bağlı momentum ve enerji denklemleri ile süreklilik denklemleri sayısal olarak çözülmüştür. Bu denklemlerin boyutsuz şekli (1.14), (1.15) ve (1.16) eşitliklerinde görülmektedir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1.14)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (1.15)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial (u_j \theta)}{\partial x_j} = \frac{1}{RePr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j^2} \quad (1.16)$$

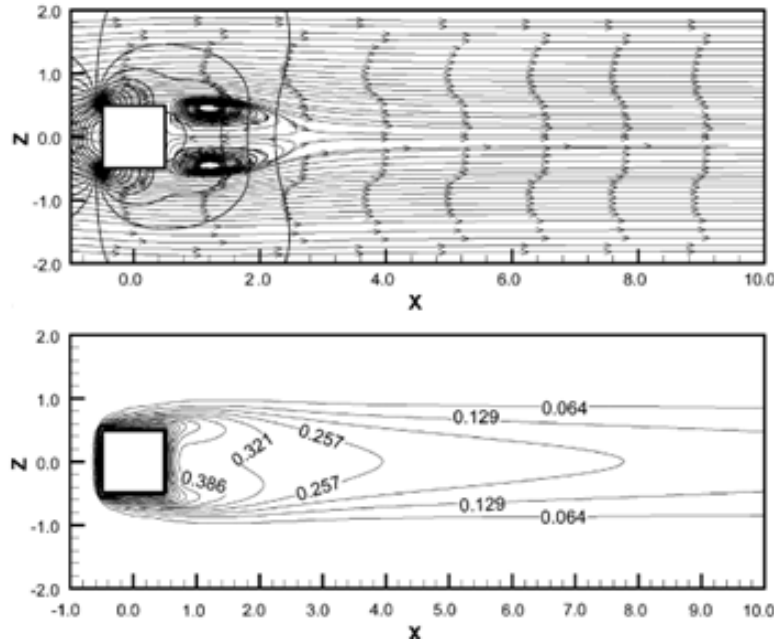
Üstteki denklemlerde hızlar girişteki ortalama hız (u_∞) ile, tüm uzunluklar küp yüksekliği (B) ile, zaman u_∞/B ile basınç ρu_∞^2 ile ve sıcaklık $(T-T_\infty)/(T_w-T_\infty)$ ile boyutsuzlaştırılmıştır. Denklemlerde ayrıca ρ akışkan yoğunluğunu, T_w duvar sıcaklığını ve T_∞ ortam sıcaklığını temsil etmektedir. Çalışmada akışkan olarak hava seçilmiş ve Pr sayısı 0.7 olarak alınmıştır. Çalışılan geometri ve modeli Şekil 1.12'de görülmektedir.



Şekil 1.12 : Çalışılan geometri ve model [5].

Modellemede u_c hızı, dışarı çıkan girdapların taşınım hızını temsil etmektedir. Bu hız dış akıştaki mutlak yerel hız olarak veya girdapların alan dışına taşındığı pozitif mutlak hız olarak alınabilir. Bu çalışmada u_c 0.8 olarak alınmıştır. Küpün tüm yüzeyleri kaymama sınır şartında seçilmiştir. Sıcaklık sınır şartları küp duvar sıcaklıkları için sabit $\theta=1$ olarak alınmıştır. Girişte serbest akışa bağlı olarak $\theta=0.0$ alınmıştır. Ayrıca, çalışmada yüzeyler adyabatik olarak modellenmiştir ($y=\pm H/2$, $\partial\theta/\partial y=0$).

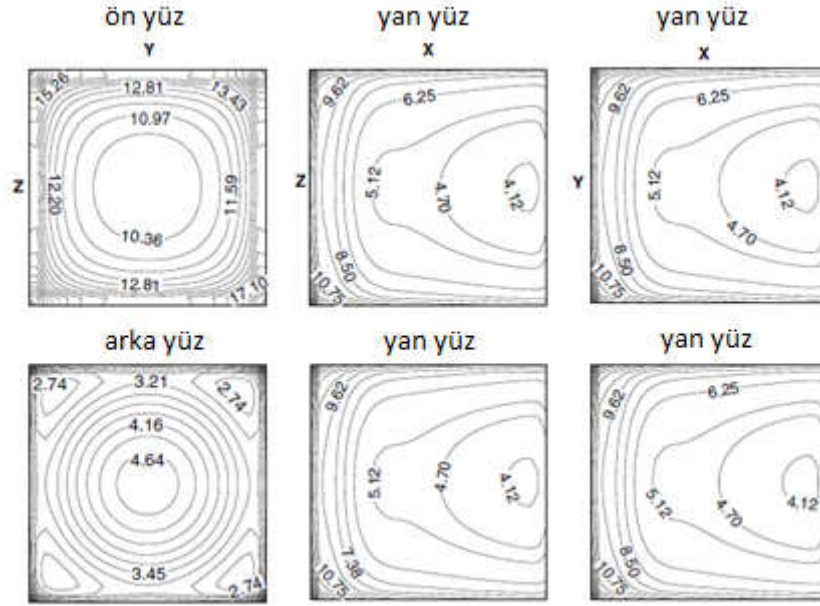
Yapılan çalışmalarda $Re=216$ olana kadar kararlı akışın simetrik özellik gösterdiği görülmüştür. Şekil 1.13'de $Re=200$ için elde edilen akım çizgileri ve sıcaklık hatları görülmektedir. Küpün ön yüzü yüksek akış hızlarına maruz kaldığı için ön yüzde en yüksek sıcaklık gradyeni görülmüştür. Diğer yandan küpün arka yüzeyi düşük hızlı, dönerek tekrar eden akış bölgeleri nedeniyle gerçekleşen en düşük ısı transferine sahiptir. Akış alanına benzer olarak sıcaklık alanı akış izi merkezi boyunca simetrik dağılım göstermektedir. Re sayısı arttıkça kararlı simetrik rejimde küpün tüm yüzlerinden ısı transferi artmaktadır. Çünkü bu durumda zorlanmış taşınım artmaktadır.



Şekil 1.13 : $Re=200$ 'de oluşan akım çizgileri ve sıcaklık hatları [5].

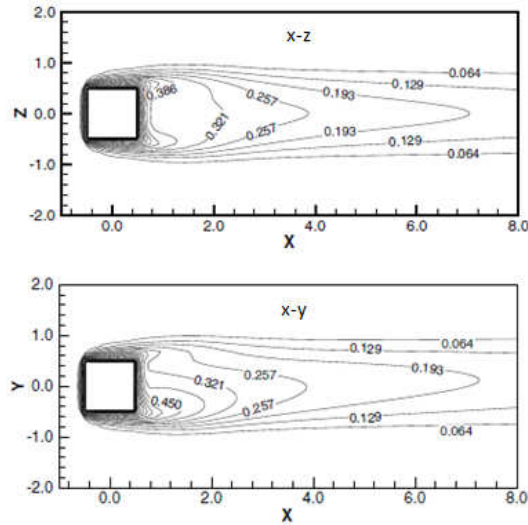
Küpün tüm yüzlerindeki Nu sayısı dağılımı $Re=200$ için Şekil 1.14 'de gösterilmiştir. Birinci sütundaki en üst şekil küpün ön yüzündeki Nu sayısı dağılımını vermektedir. Gerçekleşen ısı transferi yüzlerden kenarlara doğru artmaktadır. Bu durumun sebebi;

akışın ön yüz boyunca dönmesi, hızlanması ve ısı transferinin artması ile birlikte hızın yüzlere çarpmadan önce küp merkezinde yavaş olmasıdır. Ayrıca arka yüzde gerçekleşen ısı transferi, ön yüzü göre ters davranışlar göstermektedir. Arka yüzün merkezdeki ısı transferi kenar kısımlardan daha düşük olduğu görülmektedir.



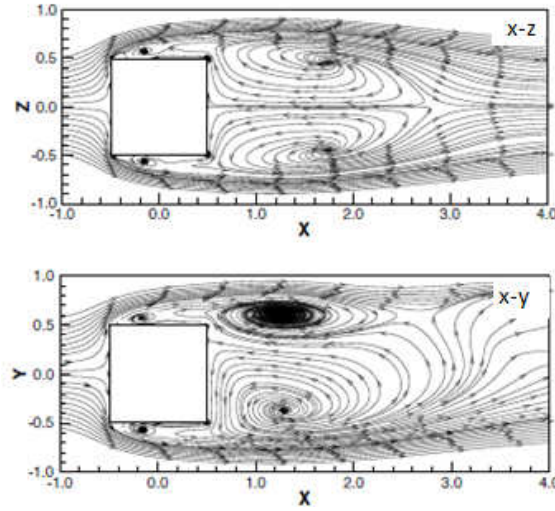
Şekil 1.14 : $Re=200$ 'de küpün tüm yüzlerindeki Nu sayısı değişimleri [5].

Çalışmada, $Re=250$ şartında akım çizgilerinin asimetric özellik gösterdiği görülmüştür. Buna bağlı olarak küpün tüm yüzlerindeki Nu sayısı dağılımının da akım çizgilerine benzer olarak asimetric olduğu görülmüştür. Ayrıca kritik Re sayısı geçişinin 265-270 arası olduğu ortaya çıkarılmıştır. Şekil 1.15'de farklı iki düzlemden alınan kesitlerdeki sıcaklık hatları görülmektedir.



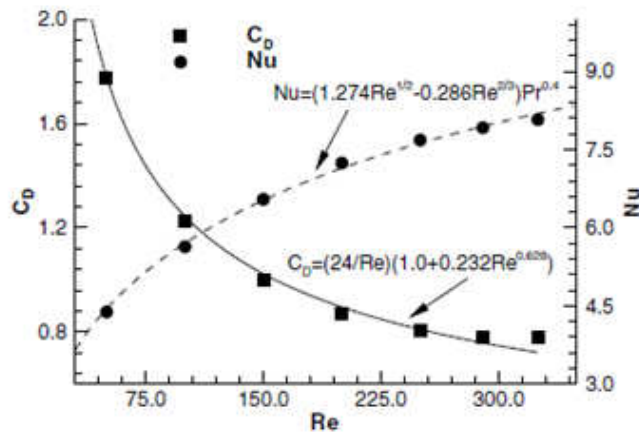
Şekil 1.15 : $Re=250$ 'de farklı iki kesitten alınan sıcaklık hatları [5].

Re sayısının 325'e yükseltilmesi, akım çizgilerinin daha geniş olması ve ters yönde bir tarafta birikmesine neden olmaktadır. Bu durum Şekil 1.16'da açıkça görülebilmektedir. Tüm yüzeylerdeki sıcaklık gradyeni yükselmekte ve bunun sonucunda yüksek Nu sayıları görülmektedir.



Şekil 1.16 : Re=325'te farklı iki kesitten alınan akım çizgileri [5].

Çalışmada ayrıca Re sayısının sürüklenme katsayısı ve ısı transferi üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Sürüklenme katsayısının Re sayısının artmasıyla artan ısı transferine ters olarak değiştiği görülmüştür. Sürüklenme katsayısının başlangıçta Re sayısına çok bağlı olarak değişmesi, Re sayısının artması ile azalmakta ve Re>200 'de Re sayısından bağımsız hale gelmektedir. Sürüklenme katsayısı ve Nu sayısının değişen Re sayısına göre değişimi Şekil 1.17'de görülmektedir.



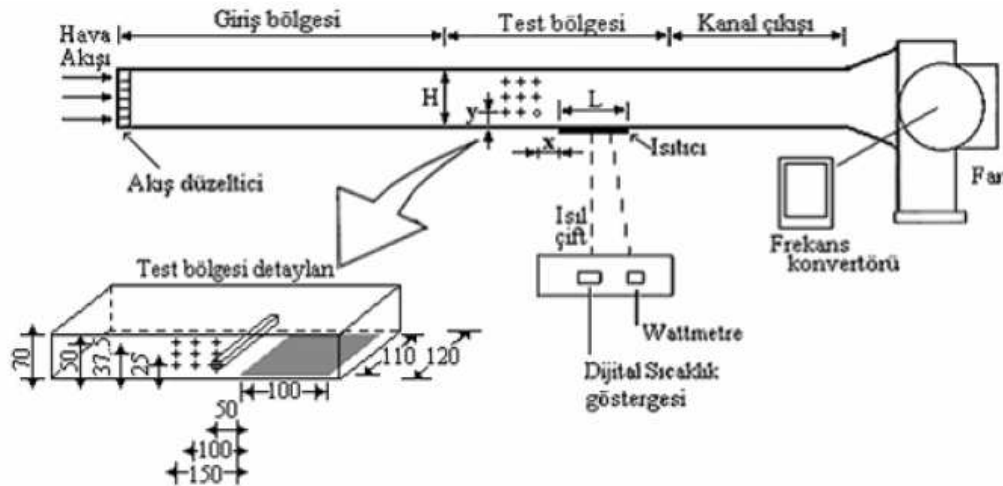
Şekil 1.17 : Değişen Re sayılarında sürüklenme katsayısı (C_D) ve Nu sayısı değişimi [5].

Sonuç olarak; küp yüzeylerinden gerçekleşen ısı transferi Re sayısının artması ile yükselmektedir. Fakat, kararlı akıştan kararsıza döndüğünde ısı transferinde her

hangi bir sıçrama görülmemektedir. Diğer yandan sürüklenme katsayısı kararsız rejimde artmaktadır. Akış alanına benzer olarak ısı alan farklı geçiş belirtileri göstermektedir.

Gül ve diğ. (2006) yaptıkları çalışmada, ısınan elektronik ekipmanları temsilen bir kanal içerisine yerleştirdikleri kare kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme kayıp karakteristikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Re sayısının 3×10^3 - 15×10^3 arasında olduğu şartlarda yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engelin konumunun ve boyutlarının ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve maksimum ısı transferinin elde edildiği optimum parametreler tespit edilmiştir.

Çalışmada dikdörtgen kesitli hava kanalı kullanılmış olup kanal ısı iletim katsayısı düşük ve pürüzsüz bir yüzeye sahip olması nedeni ile esnek cam malzemeden imal edilmiştir. Bir fan tarafından emilen hava akış düzleştiriciden geçerek parça üzerine gelmektedir. Kanalin belirli bir bölgesindeki $100 \times 110 \text{ mm}^2$ alanda bir ısıtıcı ile sabit ısı akısı vererek sıcak bir bölge yaratılmıştır. Akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ısı çifti ile ölçülmüş, bunların ortalama değerleri alınmıştır. Bir frekans çevirici ile fan devri ve hava debisi değiştirilerek farklı Re sayılarında çalışılabilmektedir. Deney düzeneği Şekil 1.18'de görülmektedir.



Şekil 1.18 : Uygulanan deney düzeneği [6].

Engelin yerleştirildiği konum yatay ve düşey konumda değiştirilebilmektedir. Konum için kanal yükseliği baz alınarak boyutsuz sayılar türetilmiştir. Çalışmalarda Re sayısı (1.17) eşitliğindeki gibi tanımlanmıştır.

$$Re = \frac{U_0 D_h}{\nu} \quad (1.17)$$

Verilen denklemde D_h hidrolik çapı, u_0 ortalama hızı, ν kinematik viskoziteyi temsil etmektedir. Bunun yanında sisteme verilen Q ısı (1.18) eşitliğindeki gibi tanımlanmıştır.

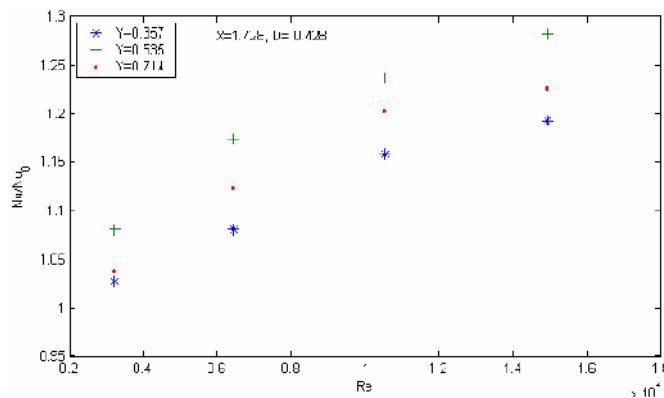
$$Q = hA(T_y - T_0) \quad (1.18)$$

Verilen denklemle T_y ortalama yüzey sıcaklığını, A ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını, T_0 ortalama akışkan sıcaklığını ve h ısı taşınım katsayısını temsil etmektedir. Çalışmada ayrıca Nu sayısı ise (1.19) eşitliğindeki gibi tanımlanmıştır.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (1.19)$$

Denklemde L kanal uzunluğunu, k havanın ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

X ve Y değerleri, boyutsuz olarak engelin ısınan bölgeye uzaklıklarını temsil etmektedir. Deneyde öncelikle X değerleri sabit tutulmuş ve üç farklı Y boyutsuz mesafesi için farklı Re sayılarında ısı transferi artışı Nu/Nu_0 olarak incelenmiştir. Kanala engel konulmadan önce elde edilen Nusselt sayısı Nu_0 olarak ifade edilmiştir. Tüm durumlar için engelin transfer edilen ısıyı arttırdığı görülmüştür. Buna sebep olarakda kanal içerisine yerleştirilen engelin akışa dönme etkisi verdiği ve dönmenin kanal alt yüzeyinde ısıtma bölgesinde ilave türbülans etkisi meydana getirdiği söylenebilir. Yapılan çalışmalarda tüm durumlar için Re sayısı arttıkça Nu/Nu_0 değerinin, dolayısıyla ısı transferinin arttığı görülmektedir. Engelin konumunun Nu - Re değişimine etkisi Şekil 1.19'da görülebilmektedir.



Şekil 1.19 : Engelin konumunun Nu - Re değişimine etkisi [6].

Deneylerde ayrıca düşeydeki konum sabit tutulup yataydaki konum değişimine göre ısı transferi değişimi de incelenmiştir.

Yapılan çalışmalarda sonuç olarak engelin konulduğu yerin ısı transferi üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Isı transfer yüzeyine yatayda ve düşeyde en yakın konumun ısı transferinde en fazla artışın sağlandığı optimum konum olarak belirlenmiştir. Engel büyüklüğü arttıkça ısı transfer bölgesindeki ortalama Nu değeri de artmaktadır. Kanal içerisine yerleştirilen engel optimum konumda iken ısı transferinde yaklaşık %140'lık bir artış sağlanmıştır. Bu durum düşük Re sayılarında %110'a kadar inebilmekte olduğu görülmüştür.

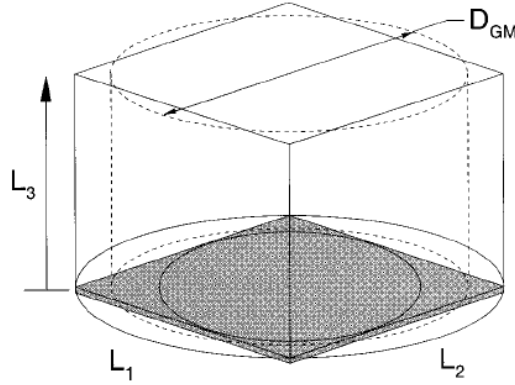
Culham ve diğ. (2001) yaptıkları çalışmada sabit sıcaklıktaki kübik şekillerden laminar ve zorlanmış taşınım ile ilgili üç adet analitik model incelemişlerdir. Modeller, Re sayılarının 0' a gittiği limit değerler dahil bir takım sınır Re sayısının üzerinde ve bir küpten düz bir plakaya kadar değişik en - boy oranlarına sahip kübik şekillerde kullanılabilmektedir. Modeller kübiklerin boyutlarına bağlı olarak ortalama bir Nu sayısı hesabı için uygun metot, termofiziksel özellik ve yaklaşık hız destekli çalışılmıştır.

Bu çalışmadaki temel prensip değişen en-boy oranlarına sahip sabit sıcaklıktaki küplerden gerçekleşen ısı transferini analitik model ile hesaplamaktır. Modeller küp geometrileri, akış şartları ve termofiziksel özellikler gibi basit ulaşılabilir fonksiyon bilgilerinden oluşturulmuştur. Sabit sıcaklıktaki dış bükey cisimlerde, tüm ısı transferi difüzyon, taşınım ve ışıyım gibi bir çok ana etkenin fonksiyonudur. Işıyım etkisi çok küçük kabul edilerek Nu sayısı genel karakteristik uzunluğa bağlı olarak (1.20) eşitliğindeki gibi gösterilmiştir.

$$Nu_{\mathcal{L}} = [(S^*)^n + (Nu_{bl})^n]^{1/n} \quad (1.20)$$

Denklemdaki S^* boyutsuz geometri faktörünü, n uyum parametresini, $\mathcal{L}$ genel karakteristik uzunluğu, bl sınır tabakayı temsil etmektedir. Denklemin tamamen iki limitli asimtotik sonucu sağladığı fakat iki limit arasındaki geçişin uyum parametresi ile modeller arasındaki farkı minimize ettiği belirtilmektedir. Uyum parametresi değerleri 1-5 arasında değişmektedir. Uyum parametresinin yüksek olması modelin asimtotik çözüm modellerini planlamak için gereklidir. Yapılan çalışmada $n=1.3$ alınmış ve uzun mesafeli akış koşulları ve geometrik sabitler için en uygunu görülmüştür.

Literatürde yapılan diğer çalışmalardan uzun sınır (diffusive limit) yöntemine göre $L_1 \times L_2 \times L_3$ boyutlarında kübik bir cismin şekilsel iletim faktörü genel olarak hesaplanmaktadır. Yöntem ilk önce kübik yüzey üzerinden çok ince olan dikdörtgen plakanın en boy oranı ile bire en yakın yüzey faktörünün hesaplanması ile başlar. Bu, Şekil 1.20'de görüldüğü gibi daire içine alınmış ve içine çizilmiş çemberler için ortalama yüzey faktörü değeri hesabı gerektirir.



Şekil 1.20 : Bir küpün yüzey iletim faktörü hesabı yöntemi [7].

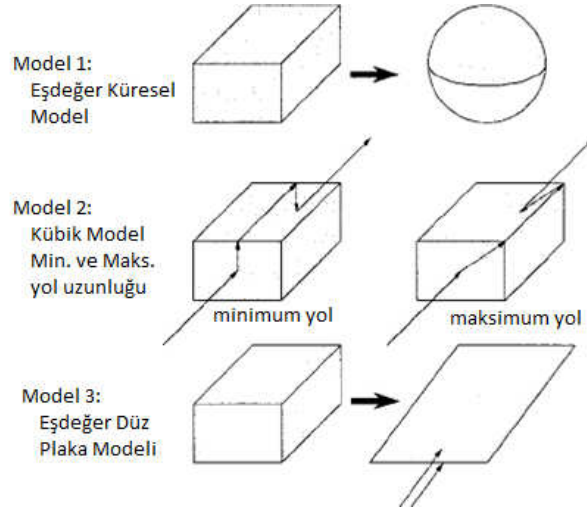
Şekilde L_1 ve L_2 'nin bire yakın en-boy oranına sahip olduğu kabul edilirse, $L_1 \geq L_2$ olduğunda en boy oranı L_1/L_2 baz alınarak iki adet şekilsel iletim faktörü yöntemi bulunmaktadır. Şekilsel iletim faktörü **(1.21)** eşitliğinde sunulmuştur.

$$[S_{\sqrt{A}}^*]_{\text{plate}} = \frac{(1 + \sqrt{\frac{L_1}{L_2}})^2 \sqrt{\frac{2}{\pi}}}{\sqrt{\frac{L_1}{L_2}}}, 1.0 \leq \frac{L_1}{L_2} \leq 5.0 \quad (1.21)$$

Denklemden belirtilen $\sqrt{A}$ alan kareköküne bağlı karakteristik uzunluktur.

Zorlanmış sınır tabaka taşınımı yönteminde izotermal kübiklerden, değişen en boy oranına göre zorlanmış taşınım ile ısı transferine ait üç adet yaklaşım modeli sunulmuştur. Modeller basitlik dereceleri ve en boy oran aralığındaki doğru ısı transferi tahminine göre sıralanmıştır. Bu modellerden biri eşdeğer küresel model olup kübik şekil ile eşdeğer yüzey alanına sahip bir kürede bahsedilen formülasyonlara göre modellenmiştir. Diğer bir model kübik model olup sınır akışa dayanarak kübik şeklin öncü ve sürüklenme yüzeylerindeki durma (stagnation) noktaları arasında oluşan akış uzunluğu kullanılarak oluşturulur. Son olarak eşdeğer düz plaka modelinde bir kübik ile eşdeğer yüzey alanına sahip düz bir plaka, akış

uzunluğu kübik şeklin geometrisine dayandırılarak oluşan izotermal bir plaka için sınır tabaka formülasyonları kullanılarak modellenmiştir. Kullanılan sınır tabaka akışı modelleri Şekil 1.21'de görülmektedir.



Şekil 1.21 : Kullanılan sınır tabaka akış modelleri [7].

Çalışmada kullanılan sınır tabaka akış modellerine göre Nu sayısı korelasyonları çıkarılmıştır. Çıkarılan korelasyonlar her bir model için farklılık göstermektedir.

Eşdeğer küresel yöntemde en - boy oranları (AR); $AR < 1$, $AR > 1$ ve $AR = 1$ durumları için kullanılabilecek Nu sayısı korelasyonu (1.22) eşitliğinde sunulmuştur.

$$Nu_{\sqrt{A}} = S_{\sqrt{A}}^* + [0.15(\frac{P}{\sqrt{A}})^{1/2} Re_{\sqrt{A}}^{1/2} + 0.27(\frac{P}{\sqrt{A}})^{0.4336} Re_{\sqrt{A}}^{0.5664}] Pr^{1/3} \quad (1.22)$$

Denklemden belirtilen P, cismin akış doğrultusunda oluşturulan profilde maksimum çevre uzunluğu olup, A cismin toplam yüzey alanını ve Pr boyutsuz Prandtl sayısını temsil etmektedir.

Kübik modele göre akış uzunluğuna bağlı yerel Nu sayısı, laminar akış için izotermal bir cisim üzerindeki sınır tabaka akışı ve laminar akış için (1.23) eşitliğindeki gibi ifade edilmiştir.

$$Nu_x = Re_x^{1/2} F(Pr) \quad (1.23)$$

Denklemden Pr sayısı için bir fonksiyon tanımlanmıştır. Bu fonksiyon $Pr \rightarrow \infty$ olduğu durumlar için geçerli olmaktadır. Fonksiyon (1.24) eşitliğindeki gibi ifade edilmiştir.

$$F(Pr) = \frac{1}{\sqrt{\pi C}} Pr^{1/3} \quad (1.24)$$

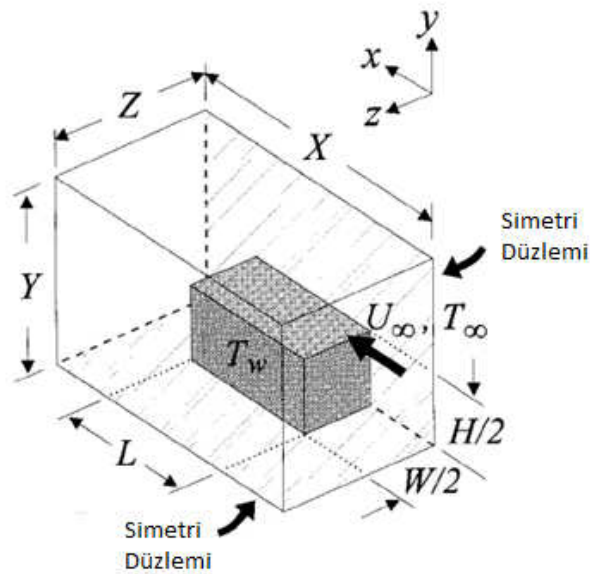
Denklemden C değeri sınır tabaka parametresi olup ortamdaki serbest akış hızının efektif hıza oranıdır.

Eşdeğer düz plaka modelinde L_p uzunluğunda izotermal düz plaka üzerinde zorlanmış taşınımın sınır tabaka akışı için ortalama Nu sayısı ifadesi (1.25) eşitliğindeki gibi verilmiştir.

$$Nu_{L_p} = C Re_{L_p}^{1/2} Pr^{1/3} \quad (1.25)$$

Denklemden belirtilen L küpün akış yönündeki uzunluğunu temsil etmektedir.

Çalışmada ayrıca sonlu hacimler yöntemine göre simülasyon gerçekleştirilmiştir. Tüm CFD simülasyonlarında küp yüzey alanları farklı en - boy oranları sonuçlarını karşılaştırmaya izin verecek şekilde sabitlenmiş ve eşit uzunluk ve genişlikler belirlenmiştir. Üst alan sınırına uniform bir hız girişi U_∞ ve serbest akım sıcaklığı T_∞ uygulanırken, alt alan sınırına ve yan alan sınırlarında atmosfer basıncı belirlenip ısı ve kütle transferine izin verilmiştir. Sayısal çalışmada üç farklı küp biçimlendirilmesi çalışılmış ve bunların en boy oranları; $H/L=0.16, 0.46$ ve 1.0 'dır. Küp düz yüzeyi $H=0$ üzerindedir. CFD çalışması şematik olarak Şekil 1.22'de görülebilir.



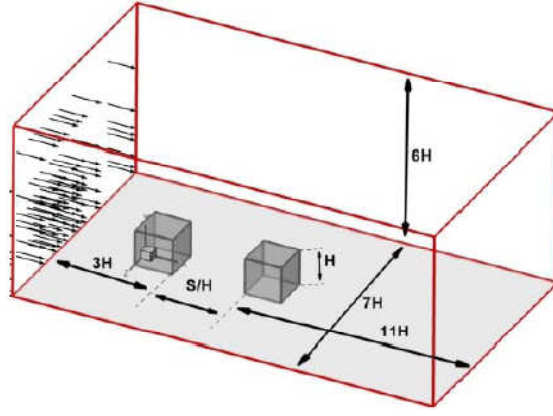
Şekil 1.22 : CFD çalışmasının şematik şekli [7].

Bu simülasyon için yüksek aralıkta Re sayıları önerildiğinden, $10 \leq Re_{\sqrt{A}} \leq 5000$ aralığındaki Re sayısına bağlı olarak farklı domain boyutları beklenmektedir. Düşük $Re_{\sqrt{A}}$ sayılarında ısı transferi iletimle baskın olmakta ve iletimle simülasyon için diğerlerine göre geniş domain'e ihtiyaç duyulur.

Yapılan çalışmalarda sonuç olarak; yaklaşık hız sıfıra giderken kübiklerden gerçekleşen ısı transferi tamamen iletimle gerçekleşir ve elde edilen Nu sayısı cismin şekilsel iletim faktörüne veya yayılım sınırına eşittir. Fakat bu etki daha yüksek Re sayılarında, zorlanmış taşınım ile ısı transferinin belirgin olduğu yerde daha az düzeydedir. Kübik model basit olmakla birlikte değişen en ve boy oranlarında, sabit sıcaklıktaki kübikler üzerinden, laminar ve zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde ortalama Nu sayısı hesabı için uygundur. Buna ek olarak yüksek ve düşük en boy oranı için iki limit durumu $AR \rightarrow 1$ iken eşdeğer küresel model ve $AR \rightarrow 0$ iken eşdeğer düz plaka model sunulmuştur. Uyum parametresi $n=1.3$ değeri, modeller arasındaki en uygun uyum parametresi olarak bulunmuştur.

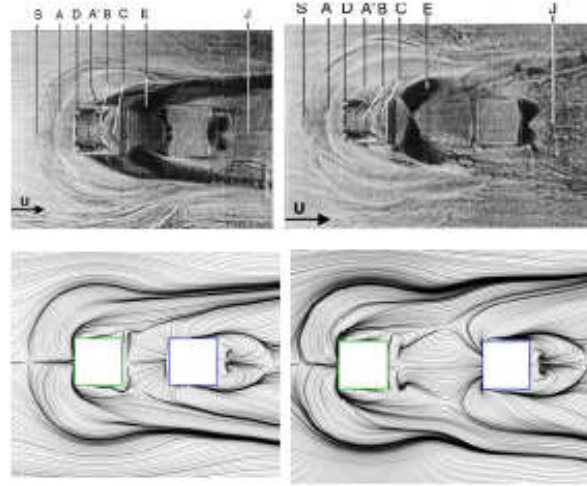
Farhadi ve Sedighi (2006) yaptıkları çalışmada bir kanal içerisinde tabana art arda yerleştirilmiş küpler ile ilgili türbülanslı akış için geniş girdap simülasyonu (LES) çalışmalarında bulunmuşlardır. Bu tür geometriler üzerinden akış konusunun, vorteksler ve tekrar eden akış bölgeleri gibi sebepler ile karmaşık olduğu belirtilmektedir. Bu çalışmadaki temel amaç Re sayısının 22000 olduğu durumda, hazne tabanında art arda sıralanmış iki adet küp üzerinden akışın tanımlanmasıdır. LES sonuçlarının deney sonuçları ile nicel ve nitel olarak uyumluluğu kontrol edilmiştir. Çalışmada yüksek türbülans değerlerinde difüzyonun arttığı ve bu sayede ısı, kütle ve momentum transferinin arttığı belirtilmektedir.

Çalışmada süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri boyutsuz ve sıkıştırılmaz olarak çözülmüştür. Denklemler, sonlu hacimler yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Taşınım terimi merkezi fark (central difference) ve üçüncü dereceden Runge-Kutta algoritması ile zaman integrasyonu için çözülmüştür. Geometriler üzerinden geçen akışın girişte uniform olduğu kabul edilmiştir. Tüm duvarlarda kaymama sınır şartı (no-slip conditions) kabul edilmiş ve çıkışta taşınım sınır şartı alınmıştır. Re sayısı küp yüksekliğine göre hesaplatılmıştır. Yapılan çalışmada bahsedilen geometrik problem Şekil 1.23'de görülebilmektedir.



Şekil 1.23 : Problem geometrisinin şematik gösterimi [8].

Art arda yerleştirilen küpler üzerinden türbülanslı akış ile ilgili kanal tabanında oluşan akım çizgileri elde edilmiştir. Bu tür tabana yerleştirilmiş engel teşkil eden cisimler üzerinden akışdaki en karmaşık durumun akışın yapı üzerine yapışması ve ayrılması olarak belirtilmiştir. Art arda iki farklı uzaklıkta (S/H) yerleştirilen küpler üzerinde görülen akım çizgilerinin deneysel ve nümerik sonuçları Şekil 1.24’de görülebilmektedir.



Şekil 1.24 : S/H 1 ve 2 uzaklıkları için deneysel (üstte) ve sayısal (altta) akım çizgileri [8].

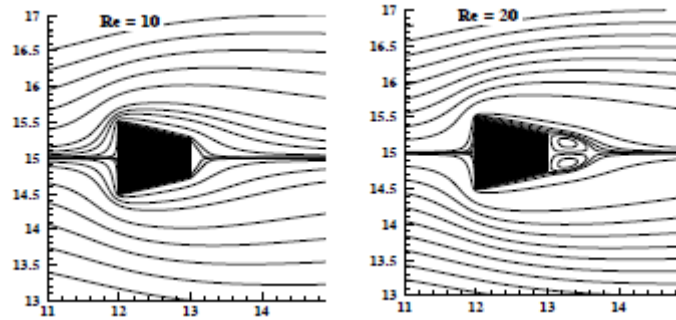
Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda art arda yerleştirilmiş küpler üzerinden türbülanslı akış sonucunda küplerin bazı üst ve yan kısımlarında tekrar eden akışlar olduğu görülmüştür. Deneysel ve sayısal sonuçların birbiri ile uyum gösterdiği belirtilmektedir.

Dhiman ve Hasan (2010) yaptıkları çalışmada laminar bir akış içerisine yerleştirilen eğimi giderek azalan ikizkenar yamuk şeklindeki bir cismin zorlanmış akış önünde

zamandan bağımsız olarak iki farklı Re sayısında sayısal analizi ile ilgilidir. İki farklı Re sayısına göre oluşan sürüklenme katsayıları ve yeniden dönme uzunluğu (recirculation length) karşılaştırılmıştır.

Yapılan CFD çalışması için modeller ticari GAMBIT programında hazırlanmış ve FLUENT (6.3) ile sayısal çözümleri yapılmıştır. Hazırlanan Gambit modelinde giriş sınır şartında hız büyüklüğü tanımlanmış ve çıkış sınır şartında dış akış (outflow) sınır şartı tanımlanmıştır. Geometri ve hazne diğer yüzeylerinde kaymama sınır şartı olduğu kabul edilmiştir.

Yapılan analiz sonuçlarına bakıldığında Re sayısı 10'dan 20'ye çıkarıldığında cisim önündeki girdaplar büyümektedir. Re 20 olduğunda oluşan girdaplar birbiri ile simetrik olmaktadır. Ayrıca Re sayısının artışına göre ortalama sürüklenme katsayısının düştüğü fakat yeniden dönme uzunluğunun (recirculation length) arttığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara farklı Re sayılarına göre elde edilen akım çizgileri Şekil 1.25'de sunulmuştur.



Şekil 1.25 : İki farklı Re sayısında engel cisim etrafında oluşan akım çizgileri [9].

1.2.3 Buz erimesinin modellenmesi ile ilgili çalışmalar

Kürschner ve diğ. (2008) yaptıkları çalışmada buzun erime prosesinin matematiksel modellenmesini gerçekleştirmişlerdir. Bu problem Stefan problemi olarak bilinen bir sınır tabaka hareket problemi olarak belirtilmektedir. Tanımlanan proses bir faz değiştirme olayıdır. Eriyen buz ile sıvı arasında bir ara yüzey bulunduğu düşünülmektedir. İşlemlerin basitliği açısından yapılan kabullere göre sıvı ve katı fazların yoğunluğu, ısı iletim katsayıları ve özgül ısıları sabit olarak kabul edilmiştir. Ayrıca buz, sabit faz değiştirme sıcaklığı ve gizli ısısına sahiptir. Gerçekte ise erime sıcaklığı, erime noktası düşmesi ile zamanla değişebilmektedir. Yapılan çalışmada buz sabit basınç altında saf madde olarak kabul edilerek hacim değişikliği olmadığı

düşünülmüştür. Buna göre absorbe edilen ısı, sıcaklık değişimi ile bağlantılı olup bu değişim (1.26) eşitliğindeki gibi ifade edilmiştir.

$$de = c dT \quad (1.26)$$

Denklemden belirtilen e birim kütledeki ısı enerjisi, c gizli ısı kapasitesini ve T sıcaklığı temsil etmektedir. Fourier kanununda birim zamanda birim alandan geçen ısı akısı (1.27) eşitliğindeki gibi ifade edilmektedir.

$$q = -k \nabla T \quad (1.27)$$

Denklemden belirtilen q birim zamanda birim alandan geçen ısı akısını, k ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Termodinamiğin birinci kanununun diferansiyel formu bize problemin çözümünde kullanılacak enerji korunum kanununu sunmaktadır. Bu kanun (1.28) eşitliğindeki gibi ifade edilmektedir.

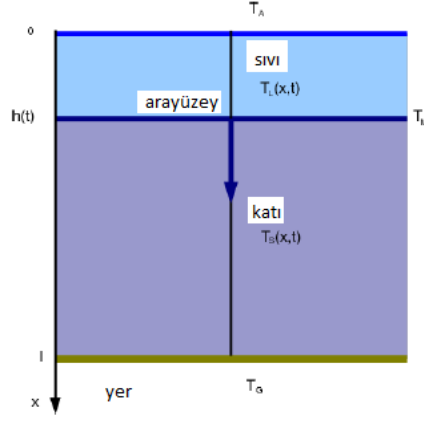
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \nabla q = f \quad (1.28)$$

Denklemden belirtilen f ısı alma veya ısı verme fonksiyonu olarak belirtilmektedir. (1.26) ve (1.27) denklemleri (1.28) eşitliğine yerleştirildiğinde (1.29) eşitliğinde görüldüğü gibi ısı iletim eşitliği oluşmaktadır.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + f \quad (1.29)$$

Denklemden belirtilen ρ yoğunlu belirtmektedir. Verilen denklem kısmi diferansiyel denklem olup zamana bağlı sıcaklık değişimi ile sağlanabilir. Denklemin çözümü için bazı başlangıç ve sınır şartları tanımlanabilir. Denklem tek boyutta ve ısı alma veya verme fonksiyonu olmadan çözülmüştür.

Erime prosesindeki alan, $h(t)$ ara yüzeyi ile sıvı ve katı faz olarak ikiye ayrılmıştır. Sistemde faz değişimi tek bir yön doğrultusunda gerçekleşiyor kabulü yapılmıştır. Birbirinden ayrı buz ve su alanları kendi içerisinde kendi sıcaklık dağılımlarına sahiptir. Sıvı ve katı faz ayrımı şematik olarak Şekil 1.26'da görülebilmektedir.



Şekil 1.26 : 1D faz değişiminde faz bölgeleri ve ara yüzeyin görünümü [10].

Şekilde görüldüğü gibi x eksenini doğrultusunda gerçekleştiği düşünülen erime prosesinde $h(t)$ olarak ifade edilen zamana bağlı olarak değişen ara yüzey mevcuttur. Sıvı ve katı fazları, bu ara yüzey ile bağlantıç ve bitiş konumları arasında bulunmaktadır. İki ayrı faz için de aynı ısı eşitlikleri kullanılmaktadır. Bu eşitlikler (1.30) ve (1.31) eşitliğindeki gibi yazılmıştır.

$$T_t = \alpha_L T_{xx} \text{ (sıvı faz)} \quad (1.30)$$

$$T_t = \alpha_s T_{xx} \text{ (katı faz)} \quad (1.31)$$

Denklemlerde α ısı yayılım katsayısı olarak belirtilmiştir. Isı yayılım katsayısı buz ve sıvı için (1.32) eşitliğindeki gibi tanımlanmıştır.

$$\alpha_{L,S} = \frac{k_{L,S}}{\rho_{L,S} c_{L,S}} \quad (1.32)$$

Denklemlerde belirtilen k ısı iletim katsayısıdır. Denklemler yerine koyulup türetildiğinde ara yüzey için erime sıcaklığına göre zamana bağlı toplam entalpi hesabı (1.33) eşitliğindeki gibi hesaplanmıştır.

$$E(t) = A \left[\int_0^{h(t)} \{ \rho c_L (T(x,t) - T_M) + \rho L \} dx + \int_{h(t)}^1 \rho c_S (T(x,t) - T_M) dx \right] \quad (1.33)$$

Yukarıda verilen denklem Leibniz yöntemi ile integre edildiğinde yapılan kabuller ile tanımlanabilecek faz değiştirme prosesinin matematiksel modeli elde edilmektedir. Matematiksel modeli oluşturabilmek için elde edilen (1.33) denklemi (1.34) eşitliğindeki gibi türetilmiştir.

$$\rho L h'(t) = k_s T_x(h(t), t) - k_L T_x(h(t), t) \quad (1.34)$$

Denklemden belirtilen $h'(t)$, zamana bağlı olarak değişen ara yüzey ifadesi $h(t)$ 'nin türevi olup ara yüzey hızı olarak ifade edilmektedir. Bu hız ara yüzeyden geçen ısı akısı ile orantılıdır. Bir boyutlu Stefan problemi olarak tarif edilen yukarıdaki ifade katılma proseslerinde geçerlidir. Bir boyutlu Stefan probleminde kullanılan sınır şartları ve denklemler (1.35) eşitliğinde gösterildiği gibidir.

$$\begin{aligned} T_t &= \alpha_L T_{xx}, 0 < x < h(t), t > 0 \\ T(h(t), t) &= T_M, t > 0 \\ \rho L h'(t) &= -k_L T_x(h(t), t), T > 0 \\ h(0) &= 0, T(0, t) = T_x(h(t), t) \end{aligned} \quad (1.35)$$

Çalışmada Stefan problemi hem analitik hem de sayısal olarak çözdürülmeye çalışılmıştır. Sayısal çözüm MATLAB programında yukarıda verilen denklemler kullanılarak yapılmıştır. Matlab'de çözüm yöntemi olarak sonlu fark yöntemi kullanılmıştır.

Yapılan çalışmada buzun erimesi ile ilgili olarak analitik çözüm modeli de önerilmiştir. Önerilen analitik çözüm yöntemi zamana bağlı olarak Stefan probleminin çözümüne yöneliktir.

Şekil 1.23'de de görüldüğü gibi başlangıçta, $t=0$ anında sınır şartı (1.36) eşitliğindeki gibi alınmaktadır.

$$h(0) = h_0 \quad (1.36)$$

Erime prosesinde başlangıç sıcaklık dağılımı, tek yönlü Stefan problemine göre x doğrultusunda (1.37) eşitliğindeki gibi verilmiştir.

$$T(x, 0) = \begin{cases} T_A - \Delta T_L \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t_0}}\right)}{\operatorname{erf}(\lambda)} & , 0 \leq x \leq h_0 \\ T_M, & x > h_0 \end{cases} \quad (1.37)$$

Yukarıdaki denklemde belirtilen x tek boyutlu erime prosesinin doğrultusunu, T_A hava sıcaklığını, T_L sıvı sıcaklığını, t_0 başlangıç zamanını, h_0 başlangıç yüksekliğini,

λ ise denklemin çözümünü ifade etmektedir. Denklemden kullanılan x boyutunun hata fonksiyonu **(1.38)** eşitliğinde ifade edilmiştir.

$$\text{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x \exp(-s^2) ds \quad (1.38)$$

Denklemin çözümü olarak belirtilen λ için **(1.39)** eşitliğindeki ifade verilmiştir.

$$\lambda \exp(\lambda^2) \text{erf}(\lambda) = \frac{c_L \Delta T_L}{L \sqrt{\pi}} \quad (1.39)$$

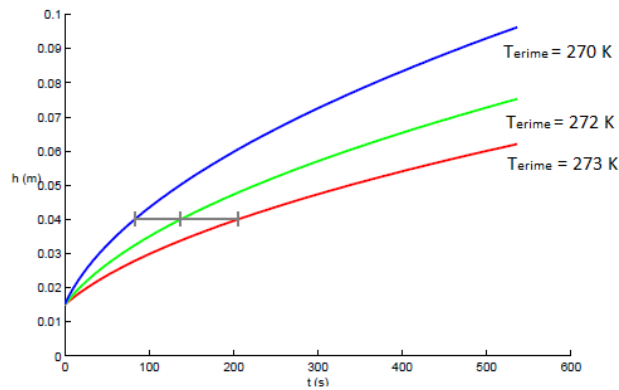
Yukarıdaki denklemden belirtilen c_L sıvının özgül ısısı, L ise sıvı yüksekliğini temsil etmektedir. Sayısal çözümde Stefan probleminin zamana bağlı yükseklik değişim denklemi **(1.40)** eşitliğinde verilmiştir.

$$h(t) = 2\lambda \sqrt{\alpha(t + t_0)} \quad (1.40)$$

$$t_0 = h_0^2 / (4\lambda^2 \alpha)$$

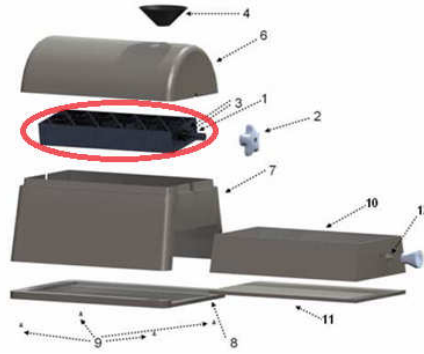
Yukarıda verilen denklemler düzenlenip diferansiyeli alındığında elde edilen denklem iki değişkenli zamana bağlı ısı eşitliği olmaktadır.

Yapılan çalışmalarda erime noktası değişimine bağlı olarak belirli kalınlıktaki buz tabakasının erime süreleri çıkarılmış ve farklı erime sıcaklıklarına göre erime süreleri karşılaştırılmıştır. Farklı erime sıcaklıklarına göre 4 cm kalınlığında alınan buz tabakasının erime eğrileri Şekil 1.27'de görülebilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre erime sıcaklığı 270 K olduğu durumda 80 s'de eriyen 4 cm kalınlığındaki buz tabakası 272 K ve 273 K sıcaklığında erime noktasına sahip olması durumunda sırasıyla 140 s ve 200 s gibi sürelerde eriyeceği görülmektedir.



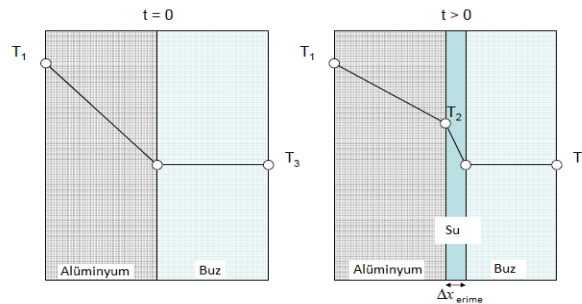
Şekil 1.27 : Farklı erime noktaları için erime eğrileri [10].

Dorfman ve diğ. (2008) yaptıkları çalışmada bir buz kalıbı ve buz makinesi tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada buz kalıbı ısı iletim katsayısı ve hafifliği nedeni ile alüminyum malzemeden yapılmıştır. Buz kalıbındaki her bir buz küpü üçgen prizma yapıdadır. Üçgen prizma sayesinde her bir buz küpünün maksimum ısı transfer yüzey alanına sahip olacağı belirtilmektedir. Tasarlanan buz kalıbında küpler çakışmayacak şekilde (staggered) düzenlenmiştir. Tasarlanan buz yapma makinesi ve buz kalıbı Şekil 1.28'de görülebilmektedir.



Şekil 1.28 : Buz kalıbı ve buz makinesinin patlatılmış görüntüsü [11].

Ayrıca buz kalıbında oluşan buz kalıptan ayırabilmek için de bazı çalışmalarda bulunulmuştur. Buna göre buz küplerinin buz kalıbından 20 s'de ayrılabilmesi için 3.3°C üzerindeki sıcaklıkta suyun, tasarımda kullanılan hazneye doldurulması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Tek boyutlu zamana bağlı olarak denklemler oluşturularak çözülmüştür. Yapılan sayısal çalışma ile belirli bir süre sonunda erimiş buz kalınlığı elde edilmiştir. Alüminyum buz kabı içerisinde oluşan buzun erimesi ile değişen sıcaklık ve su-buz kalınlıkları şematik resmi Şekil 1.29'da görülebilmektedir.



Şekil 1.29 : Buzun alüminyum kap içerisinde erimesinin şematik gösterimi [11].

Çalışmada ayrıca buzun erimesi ile değişen yüzey kalınlıklarının, zamana göre değişimini ifade eden denklemler kullanılarak buz kalınlığını veren MATLAB kodu çıkarılmıştır.

2. ZORLANMIŞ TAŞINIM VE DIŞ AKIŞ

Yapılan deneysel çalışmalar deneylerin yürütüldüğü bölme fanı önüne yerleştirilen hazne içerisinde yürütülmüştür. Hazne tabanında tam ortalananak şekilde iki farklı konumda (akışa dik ve paralel) yerleştirilen deney buz kapları üzerinden fan yardımıyla zorlanmış hava geçirilmiştir. Buz kaplarında buz oluşumunu etkileyen en önemli parametrenin taşınım etkisi olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca buz kabının hazne tabanına oturtulmasından dolayı hazne tabanı ile kap tabanı arasında iletimle ısı transferi de mevcuttur. Buz kapları üzerinden hava akışı geçirilmesi sebebiyle hazne içerisinde gerçekleşen ısı transferi olayının zorlanmış dış akış kaynaklı olduğu kabul edilmiştir.

Dış akış, cisimler etrafından fan veya pompa gibi dış etmenlerce sağlanan akışkan hareketleri mevcut olduğunda görülmektedir. Yapılan tez çalışmasında da buz kabı etrafından fan yardımıyla zorlanmış bir hava hareketi mevcuttur. Böyle bir akışta sınır tabakalar komşu yüzeylerden etkilenmeksizin serbestçe oluşur. Bununla beraber, sınır tabaka dışında hız ve sıcaklık gradyanlarının gözardı edildiği bir akış bölgesi her zaman olacaktır. Özellikle farklı akış geometrileri için taşınım katsayısının belirlenmesi önem teşkil etmektedir.

Genel anlamda bir akışta; V hızında ve T_{∞} sıcaklığında bir akışkan, yüzey alanı A_s olan rastgele biçimli bir cisim üzerinden akmaktadır. Bu durumda yüzeyin T_s sıcaklığında olduğu varsayıldığında, $T_s \neq T_{\infty}$ olması nedeniyle taşınım ile ısı geçişi olacağı bilinmektedir [12]. Yüzey üzerinde akış koşullarının noktadan noktaya değişmesi nedeniyle yüzey boyunca yerel ısı akısı q'' ve yerel taşınım katsayısı h değişir. Tüm yüzeyler için $\bar{h}$ ortalama taşınım katsayısı tanımlanırsa toplam ısı geçişi Newton'un soğuma yasasına göre (2.1) eşitliğindeki gibi tanımlanır.

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.1)$$

Denklemden belirtilen q ısı transfer miktarını göstermektedir. Isı taşınım katsayısı $\bar{h}$, taşınım probleminin özünü oluşturmaktadır. Isı taşınım katsayısı; yoğunluk,

viskozite, ısı iletkenlik ve özgül ısı gibi akışkan özelliklerine; ayrıca yüzey geometrisi ve akış koşullarına bağlıdır. Bağımsız değişkenlerin çokluğu taşınım ısı geçişinin yüzey üzerinde gelişen sınır tabakalara bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Sınır tabakanın gelişimi, yerel ve ortalama ısı taşınım katsayılarının her ikisinin de giriş kısmından başlayarak azalmasına neden olur. Bu nedenle belirli bir mesafeye kadar ortalama ısı taşınım katsayısı o mesafedeki yerel değerden daha büyük olur.

Akışkan hızı ile ilgili olması nedeniyle önceden sınır tabaka olarak belirtilen bölge daha açık bir biçimde hidrodinamik hız sınır tabaka olarak adlandırılır. Bir yüzey üzerinde akış olduğunda sınır tabaka gelişir ve taşınım ile ilgili problemlerde büyük önem taşır. Ayrıca diğer önemli bir konu da bir yüzey üzerinde akış olduğunda gelişen ısı sınır tabakadır. Akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda ısı sınır tabaka gelişir. Bununla beraber akışkan parçacıkları yüzey ile temas ettiklerinde yüzey ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısı sınır tabaka olarak adlandırılır.

Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın laminar veya türbülanslı olduğunun belirlenmesidir. Taşınım ısı geçişi, akışın laminar veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır. Buna göre laminar ve türbülanslı akış arasında keskin farklılıklar vardır. Laminar sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketinde v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum ve enerji geçişine önemli katkıda bulunur. Buna karşılık türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensiz olup akış içerisinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum ve enerji geçişini arttırarak taşınım ısı geçiş hızının artmasına sebep olur. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması, türbülanslı sınır tabaka kalınlığını arttırır. Sınır tabaka hesaplarında laminardan türbülanslı akışa geçişin bir x noktasında başladığı varsayılır. Bu nokta Reynolds sayısı (Re) olarak adlandırılan bir boyutsuz değişkenin aldığı değerle belirlenir.

Burada karakteristik uzunluk x giriş ucundan uzaklıktır. Kritik Re sayısı, geçişin başladığı Re_x değeridir.

Dış akış problemlerinde, levha üzerinden gerçekleşen akışta, akışın laminar kabul edilebilmesi için Re sayısının kritik değeri 5×10^5 'dir. Bu değerden sonraki Re sayıları için akış türbülanslı olarak tanımlanabilir. Uygulamada karşılaşılan akışların pek çoğu türbülanslıdır. Türbülansın başlaması bu çalkantıların akış yönünde büyümesine ve küçülmesine bağlıdır. Bu durum Re sayısı ile ilişkilidir. Re sayısı küçük ise; atalet kuvvetleri sürtünme kuvvetlerinden küçük kalarak oluşan çalkantılar dağılır ve akış laminar kalır. Re sayısı büyük olduğu zaman atalet kuvvetleri çalkantıyı şiddetlendirecek büyüklüktedir ve türbülansa geçiş olur. Türbülanslı akışın varlığı ısı transferini hızlandırmak bakımından yararlıdır. Bununla beraber bu akış son derece karmaşık olup teorik çözümlemesi güçtür.

Taşınım problemlerinde yüzey boyunca olan hız bileşeni, yüzeye dik olandan çok daha büyüktür ve yüzeye dik yöndeki hız değişimleri yüzey boyunca olanlardan çok daha büyüktür. Hız sınır tabakanın gelişiminde akışkan hızı yüzeyde sıfır değerini alır. Bu koşul yüzeydeki tüm hız bileşenleri için de geçerlidir. Buna göre iki boyutlu bir çözümlemede kullanılacak olan sınır tabaka problemleri çözüm denklemleri süreklilik ve momentum denklemleridir. Ayrıca sıcaklık etkisi incelendiği durumlarda enerji denklemi kullanılmaktadır. Sırasıyla süreklilik, x-momentum ve enerji denklemleri (2.2), (2.3), (2.4) eşitliklerinde görülebilmektedir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (2.4)$$

2.1 Zorlanmış Isı Taşınımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar (Re, Pr, Nu)

Boyutsuz sayıların kullanılmasındaki amaç; birçok parametrelili problemleri karmaşıklıktan kurtarmak ve işlemi basitleştirmektir. Zorlanmış ısı taşınımında kullanılan boyutsuz sayılar; Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu) ve Prandtl sayısı (Pr) olarak sayılabilir [12].

- **Reynolds sayısı (Re)**

Reynolds sayısı (Re), atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olarak ifade edilebilir. Kanal içerisindeki bir akışta Re sayısı (2.5) eşitliğindeki gibi tanımlanabilir.

$$Re_x = \frac{u_\infty x}{\nu} \quad (2.5)$$

Denklemden belirtilen u_∞ ortam akışkan hızını, x belirli bir karakteristik uzunluğu ve ν akışkanın kinematik viskozitesini belirtmektedir.

- **Prandtl Sayısı (Pr)**

Akışkanın ısı geçiş özelliğini belirtmektedir. Momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranı olarak tarif edilebilir. Prandtl sayısı (2.6) eşitliğindeki gibi ifade edilebilir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.6)$$

Denklemden belirtilen ν akışkanın kinematik viskozitesini, α ise akışkanın ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir.

$Pr=1$ olduğunda hidrodinamik ve ısı sınır tabaka kalınlıkları aynıdır. $Pr<1$ olduğunda hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısı sınır tabaka kalınlığından daha küçüktür. $Pr>1$ olduğunda ise hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısı sınır tabaka kalınlığından daha büyüktür.

- **Nu sayısı (Nu)**

Nu sayısı yüzeyde taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin, iletimle gerçekleşen ısı transferine oranı olarak bilinmektedir. Dairesel olmayan kanal içerisindeki akış için Nu sayısı (2.7) eşitliğindeki gibi ifade edilebilmektedir.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.7)$$

Denklemden belirtilen h ısı taşınım katsayısını, D_h kanal hidrolik çapını ve k ise ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

3. DENEY DÜZENEĞİ TANITIMI

Gerçekleştirilen literatür ve patent araştırması sonucunda bir kanal içerisinde zorlanmış akış önüne yerleştirilen çeşitli geometriler üzerinden geçen akış ile ilgili ısı ve kütle transferi konusunda çok sayıda çalışma yapıldığı sonucuna varılmıştır. Yapılan çalışmaların büyük çoğunluğu elektronik komponentler ve ısı değiştiricilerde kullanılan kanat yapılarının performans ve kullanım ömrünü arttırmak için basit yapıdaki içi dolu geometriler üzerinden zorlanmış taşınım ile gerçekleştirilen akış ile ilgilidir. Makalelerden elde edilen sonuca göre; basit geometriler üzerinden geçen akışta çeşitli parametreler ısı ve kütle transferine etki edebilmektedir. Bu parametreler; geometrinin şekli, geometrinin ölçü karakteristikleri, geometrinin kanal içerisindeki konumu, kanal hidrolik çapı veya kullanılan geometrilerin belirli bir karakteristik uzunluğuna göre hesaplanan Re ve Nu sayıları ve geometrilerin akış önündeki pozisyonu (açılı, düz) olarak belirlenmiştir.

Yapılan araştırmalar sonucunda buz ve suyun fiziksel ve kimyasal özellikleri üzerinde yazılmış makaleler ve kitaplar mevcut olduğu görülmüştür. Yapay kullanılabilir buz oluşumu (suyun donması prosesi) ile ilgili literatürde her hangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Genel olarak dünya üzerindeki su kaynakları ve kıtalarda meydana gelen buz oluşumu konusunun incelendiği görülmüştür.

Tez konusu kapsamında planlanmış olan deneysel çalışmalar, dört kapı bir ev tipi buzdolabının dondurucu bölmesinde hazırlanan düzenekte gerçekleştirilmiştir. Buzdolabı dondurucu bölümü fanı önüne kurulan kare kesitli hazne içerisinde ortam sıcaklığı, kap ve dondurulan su sıcaklığının sürekli kontrol edilebileceği bir deney düzeneği oluşturulmuştur.

3.1 Deney Düzenekinde Kullanılan Üniteler ve Ekipmanlar

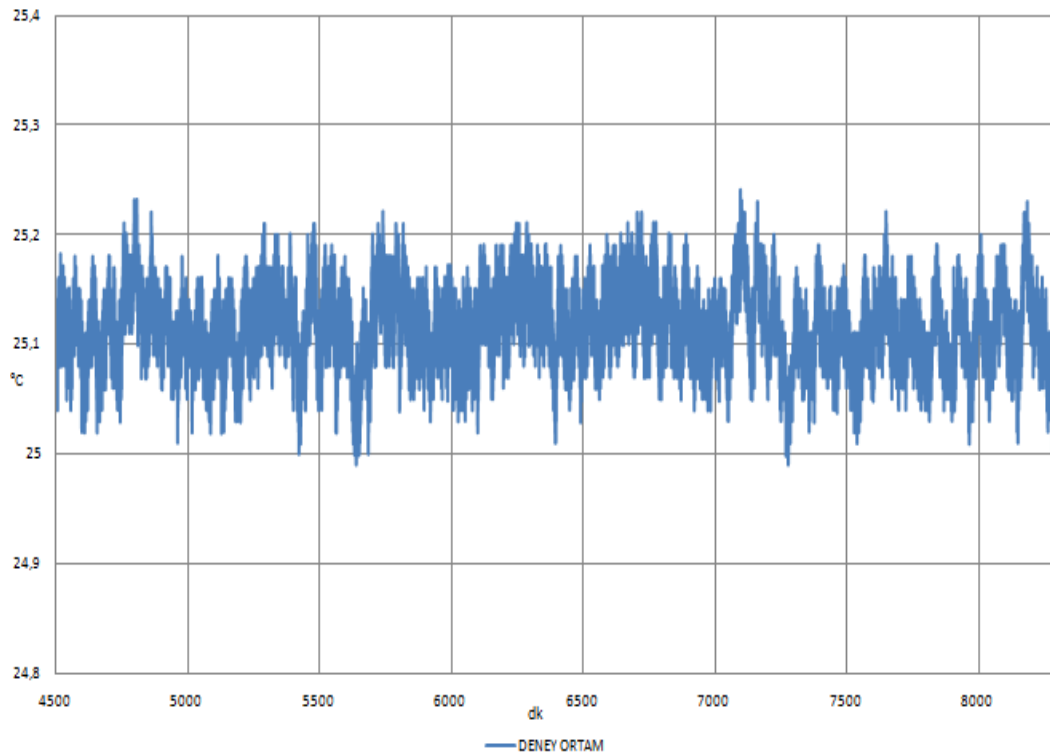
Oluşturulan deney düzeneği aşağıda verilen üniteler ve elemanlardan oluşmaktadır:

- Buzdolabı dış ortam hava şartlandırma ünitesi (Deney odası)

- Buzdolabı dondurucu bölmesi (iç ortam)
- Hazne ve fan
- Buz kabı prototipleri
- Veri toplama ünitesi
- Isıl çiftler

3.1.1 Dış ortam şartlandırma ünitesi

Tez kapsamında yapılması planlanan deneyler 25°C dış ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kabul edilen başlangıç şartlarının deney sonuçlarını etkilememesi için tüm deneylerin aynı ortam sıcaklığı ve bağıl nem değerlerinde yapılması gerekmektedir. Bu nedenden ötürü deneyler, hava şartlandırılmış oda koşullarında gerçekleştirilmiştir. Hava şartlandırma odası sürekli olarak ortamı aynı koşullarda tutmaya çalışarak şok etkisi yaratan değişimlerin simule edilebilmesine olanak sağlamaktadır. Deney odası sıcaklık ve bağıl nemi sabit oranlarda değiştirme özelliğine sahip olup sıcaklık hassasiyeti ± 0.2 K'dir. Deneylerin bir kısmı boyunca oda sıcaklığındaki değişim grafiği Şekil 3.1'de görülebilmektedir.



Şekil 3.1 : Deney odasının deneylerin bir kısmı boyunca sıcaklık grafiği.

3.1.2 Buzdolabı ve çalışma prensibi

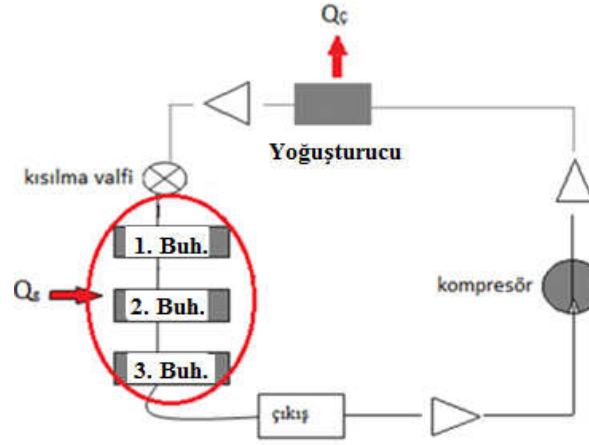
Tez kapsamında yapılan çalışmalar dört kapı ev tipi bir buzdolabının dondurucu bölmesindeki fan önünde kurulan haznede gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan buzdolabının şematik iç görünüşü Şekil 3.2'de görülebilmektedir.



Şekil 3.2 : Deneylerde kullanılan buzdolabının şematik iç görünüşü.

Kullanılan buzdolabı buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi sistemine göre çalışmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi basitçe; kompresör, yoğuşturucu, kısılma valfi ve buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Kapalı soğutma sistemi içerisinde dolaştırılan soğutucu akışkan sürekli olarak belirli periyotlarda devam eden faz değiştirme işlemlerinden geçmektedir. Faz değiştirme işlemlerinin büyük kısmı buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda gerçekleşmekte olup, bunların yerleştirildiği yerden ısı çekmek veya yaymak suretiyle ısı transferi işlemi sağlanabilmektedir. Sistemde kullanılan kompresör yardımıyla soğutucu akışkan kapalı çevrim içerisinde dolaştırılabilmektedir. Ayrıca kısılma valfi yardımıyla kapalı çevrim içerisinde alçak ve yüksek basınç farkları oluşturularak soğutucu akışkanın sıcaklığı önemli ölçüde değiştirilebilirken çevrimde bir süreklilik yaratılabilmektedir.

Kullanılan buzdolabında evaporatörler birbirine seri şekilde bağlıdır. Farklı bölgelerden çektiği ısı vasıtasıyla soğuma etkisi yaratan yoğuşturucuların birbirine bağlanması ile ilgili çevrim yapısı şematik olarak Şekil 3.3'de görülebilmektedir.

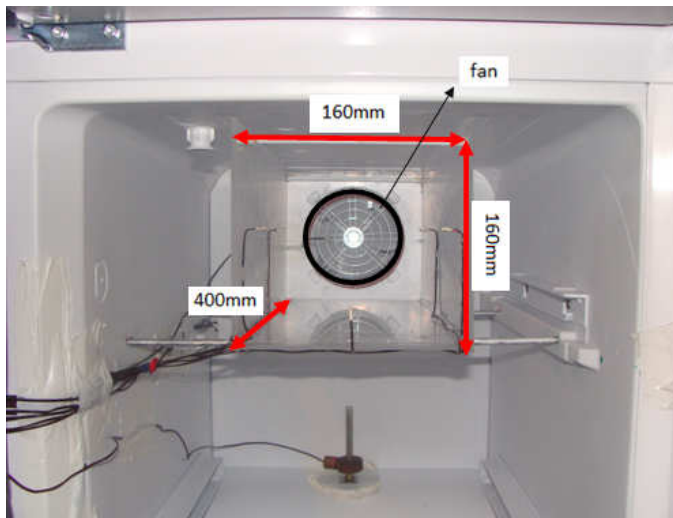


Şekil 3.3 : Buzdolabında kullanılan buharlaştırmaların seri bağlanması ve soğutma çevrimi şeması.

Şekilde görüldüğü gibi soğutma çevriminde soğutucu akışkan ilerlemesi sırasıyla; 1. buharlaştırmacı olarak belirtilen buzdolabı sağ alt küçük bölmesindeki buharlaştırmacıya, ardından sol alt küçük bölmedeki 2. buharlaştırmacıya ve son olarak üst kısımdaki taze gıda bölmesindeki 3. buharlaştırmacıya girerek bu şekilde çevrimine devam etmektedir.

3.1.3 Hazne ve fan

Gerçekleştirilen deneyler dış akışın olduğu zorlanmış taşınım bir ortam içerisinde sürdürülmüştür. Zorlanmış taşınım, buzdolabı dondurucu bölümü fanı önüne yerleştirilen haznede, iki farklı fan (iki adet fan motoru + tek fan yaprağı) ile sağlanmıştır. Haznenin ebatları 160x160x400 mm olup 3 mm kalınlığında şeffaf plastik camdan (plexiglass) üretilmiştir. İçerisinde deneylerin gerçekleştirildiği hazne Şekil 3.4'de görülebilmektedir.



Şekil 3.4 : Deneylerde kullanılan hazne.

Deneylerde önemli bir kriter de hava kanalı içerisinde istenen hava hızlarının homojen bir şekilde buz kapları üzerinden geçirilmesidir. Kanalda istenen hava hızlarının sağlanabilmesi için haznenin girişinde iki farklı fan motoru ve bir adet fan yaprağı kullanılmıştır. Deneyler, fan motorları üzerinde aynı fan yaprağı kullanılarak sürdürülmüştür. Kullanılan fanlar farklı karakteristikte olup hazne içerisinde iki farklı debi sağlanabilmiştir. İki farklı debi sayesinde kanal içerisinde iki farklı hava hızı ve farklı Re sayıları sağlanabilmiştir.

Kullanılan fan motorlarından biri buzdolabı dondurucu bölümü orijinal fan motorudur. Bu motor AC 220V gücünde olup kabin içerisindeki 13 Pa basınç düşüşüne karşılık 12.1 lt/s debi sağlamaktadır. Kullanılan diğer fan motoru ise BLDC 230V gücünde olup kabin içerisindeki 13 Pa basınç düşüşüne göre 21.6 lt/s debi sağlayabilmektedir. Kullanılan fan motorları Şekil 3.5'de ve fan yaprağı Şekil 3.6'da görülebilmektedir.



Şekil 3.5 : Deneylerde kullanılan fan motorları; orijinal fan (solda), diğer fan (sağda).



Şekil 3.6 : Deneylerde kullanılan fan yaprağı.

Kullanılan fanların (fan motoru ve fan yaprağı ile birlikte) karakteristik eğrileri rüzgar tüneli vasıtasıyla çıkarılmıştır. Kullanılan rüzgar tüneli AMCA 210-97 standartlarında tasarlanmış bir tüneldir. Rüzgar tüneli içerisinde şartlandırma odası,

hava düzleştirici ızgaralar ve lüleler bulunmaktadır. Rüzgar tüneline çalışmada prensibi, içerisine sağlanan havanın, içerideki lülelerin giriş ve çıkışında okunan basınç değerleri yardımıyla Bernoulli denklemi vasıyasıyla hız ve debiye dönüştürülebilmektedir.

Fan karakteristik eğrilerinin çıkarılabilmesi için orjinal buz yapma deneylerinde kullanılan buzdolabı kullanılmıştır. Buzdolabında deneylerin yürütüldüğü bölme olan dondurucu bölme fanı önüne deneylerde kullanılan haznenin aynısından yerleştirilip haznenin çıkış ağzı rüzgar tüneline bağlanmıştır. Bu çalışmada elde edilen basınç düşüşü değeri olan 13 Pa dondurucu bölmenin toplam sistem basınç farkıdır. Deneylerde kullanılan rüzgar tüneli Şekil 3.7’de görülebilmektedir.

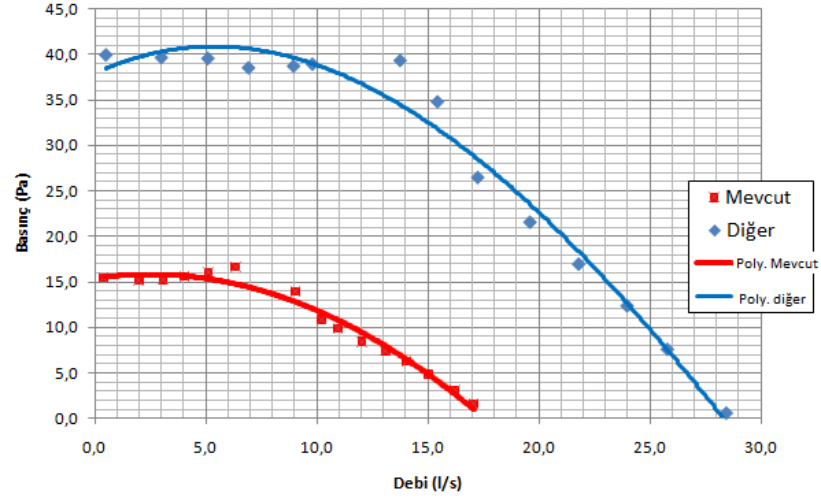


Şekil 3.7 : Deneylerde kullanılan rüzgar tüneli.

Fan debileri rüzgar tüneli vasıtasıyla, orjinal buzdolabı deney bölümünde ölçülmüştür. Fan karakteristik eğrileri ise; sadece fan motorları ve kullanılan fan yaprağı ile birlikte yine rüzgar tüneline ölçülmüştür. Bu sebepten dolayı karakteristik eğrilerde, buzdolabı bölümü sistem basıncına karşılık gelen fan debileri ile gerçekte rüzgar tüneline ölçülen fan debileri arasında bir fark görülmektedir. Kullanılan fan motorlarının özellikleri ve karakteristik eğrileri sırasıyla Çizelge 3.1 ve Şekil 3.8’de görülebilmektedir.

Çizelge 3.1 : Kullanılan fan motorlarının özellikleri.

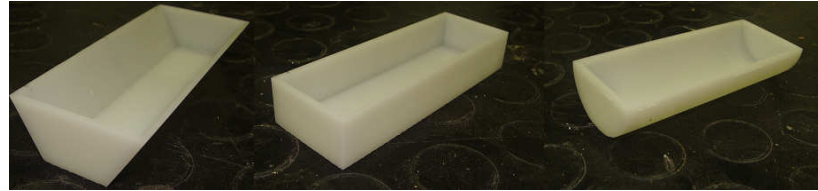
Özellikler	Original Fan	Diğer Fan
Çalışma Voltajı	220V AC	230V BLDC
Dönme Hızı (Fan yaprağı ile)	~2300 d/dk	~3500 d/dk
Hava Debisi ($\Delta P=13$ Pa)	12.1 lt/s	21.6 lt/s
Güç	4.11 W	5.6W



Şekil 3.8 : Deneylerde kullanılan fanların çıkarılan karakteristik eğrileri.

3.1.4 Buz kabı prototipleri

Deneylerde kullanılan buz kapları Somos 14120 marka düşük viskoziteli polimer (epoxy phopolymer) malzemeden üretilmiştir. Malzeme suya karşı dirençli ve yapısal olarak sağlamdır. Deneylerde kullanılan buz kabı geometrileri, her biri 50 cc kadar tepeleme şekilde su doldurulabilecek yapıda içi boş olarak tasarlanan hacimlerden oluşmakta olup bu yapılar; yarım dikdörtgen prizma, yarım altıgen prizma ve yarım silindir geometrilerinden oluşmaktadır. Her bir buz kalıbı her tarafında aynı olmak üzere 2 mm cidar kalınlığına sahiptir. Tasarlanan geometrilerin uzun kenarları birbirine eşit olacak şekilde 105 mm olarak alınmıştır. Kısa kenarları ise birbirinden farklılık göstermektedir. Buna göre yarım dikdörtgen prizmanın bir kenarı 35 mm, yarım altıgen prizmanın bir kenarı 22 mm ve yarım silindirin çapı 39 mm olarak üretilmiştir. Buz kabı olarak kullanılan geometriler Şekil 3.9'da sunulmuştur.



Şekil 3.9 : Deneylerde kullanılan buz kapları; soldan sağa sırasıyla yarım altıgen, yarım kare, yarım silindir.

Kullanılan buz kaplarının yüzey alanları ile deneylerde kullanılan buz kabı malzemesinin termofiziksel özellikleri Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'de sunulmaktadır [13].

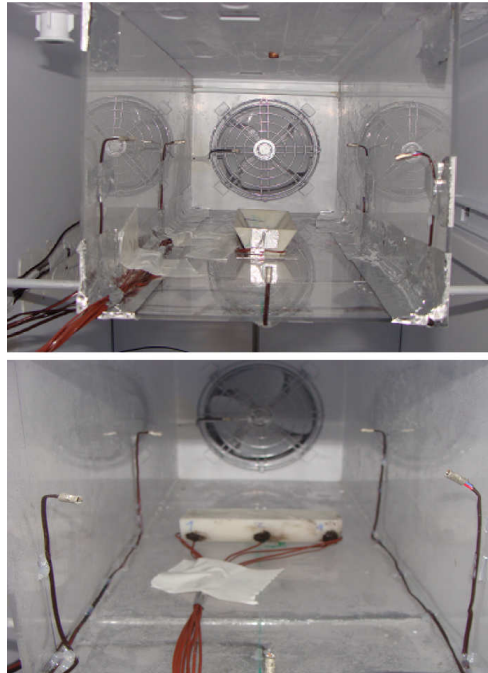
Çizelge 3.2 : Kullanılan deney kaplarının yüzey alanları.

	Yarım Silindir (mm ²)	Yarım Altıgen (mm ²)	Yarım Kare (mm ²)
Üst yüzey iç	3412	4035	3160
Yan yüzeyler	5156	4764	3910
Ön ve arka	1294	1322	1340
Taban	1242	2278	3702
TOPLAM	11104	12400	12112

Çizelge 3.3 : Buz kalıbı malzemesinin termofiziksel özellikleri [13].

Özellik	Değeri
Yoğunluk (ρ : kg/m ³)	1100
Özgül ısı (c_p : J/kg·K)	1423.5
Isı iletim katsayısı (k : W/m·K)	0.195

Buz kapları deneyler esnasında dondurucu bölmedeki hazne içerisine, akış ile her bir geometrinin uzun kenarı akış ile paralel ve akışa dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Buz kaplarının hazne içerisindeki yerleşimleri Şekil 3.10'da örnek olarak görülebilmektedir.



Şekil 3.10 : Buz kaplarının hazne içerisindeki yerleşimleri; akışa paralel (üstteki), akışa dik (alttaki).

3.1.5 Veri toplama ünitesi

Deney düzeneği üzerinden ölçülen sıcaklık değerlerinin deney boyunca takip edilebilmesi ve ölçülen bu değerlerin bilgisayar ortamına aktarılabilmesi için veri toplama ünitesi kurulmuştur. Şekil 3.8'de Agilent marka veri toplama ünitesi sunulmuştur.



Şekil 3.11 : Veri toplama ünitesi.

Isıl çiftler, Agilent marka veri toplama ünitesi aracılığıyla bilgisayara bağlanmıştır. Isıl çiftlerden gelen veriler, bilgisayar programı ile bilgisayara kaydedilmiştir.

3.1.6 Isıl Çiftler (Termokupl)

Termokupllar iki farklı metal alaşımının uçlarının kaynaklanması ile elde edilen bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Kaynatılan nokta sıcak nokta, açık kalan iki uç soğuk nokta olarak adlandırılır. Termokupl sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkından oluşur. Sıcaklık farkına orantılı olarak soğuk nokta uçlarında mV değerlerinde gerilim üretilir. Sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkı ısıçiftler üzerinde gerilim (EMF) yaratır. Sıcak nokta sıcaklığı aynı kalmak koşulu ile soğuk nokta sıcaklığı değiştiğinde farklı sıcaklıklar okunur. Bu nedenle mV tablolarındaki değerlerde standart sağlamak için ölçülen sıcaklık karşılığı mV değerleri soğuk noktanın 0°C'de tutulması ile elde edilmiştir. Yapılan deneylerde T tipi termokupl kullanılmıştır. T tipi ısıçiftler -200°C ila +300°C sıcaklık aralığında görev yapabilmektedir. T tipi ısıçiftler bakır ve konstantan malzemelerinden oluşturulmuştur. Kullanılan termokupllar 0.5 mm kalınlığındadır.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deney Başlatma Aşamaları

Deneylerin gerçekleştirilmesi belirli bir prosedüre göre yürütülmüştür. Bu prosedür tüm deneyler boyunca devam etmiş ve bu sayede deneyler arasındaki belirsizlikler en aza indirilmeye çalışılmıştır. Tüm deneylerden önce deney yapılacak buz kabı, dondurucu bölmedeki hazne içerisine deney yapılacak konumda (önden bakışa göre dik veya paralel olarak) yerleştirilmiştir. Buzdolabının çalışması, kapı açma kapama gibi küçük etkilere göre değişebileceğinden dolayı buzdolabında tüm sıcaklıkların normal salınım değerlerine gelmesine dikkat edilmiştir. Ayrıca deneylerde kullanılan buzdolabı, kendi algoritmasına göre buharlaştırıcılarda oluşan karlanmaya bağlı olarak belirli aralıklarda ertime yapmaktadır. Eritme ile buharlaştırıcılar üzerinde oluşan karlar eritilmekte ve buharlaştırıcılar üzerinden gerçekleşen hava akışının tıkanması önlenmektedir. Yapılan tüm deneyler, buzdolabının kar eritme zamanından sonra, buzdolabının dengeye gelebileceği yeteri kadar süre sonra yapılmıştır.

Gerçekleştirilecek buz yapma deneyleri şartlandırılmış atmosfer havasına sahip ısı odası içerisindeki buzdolabının dondurucu bölmesi fanı önüne kurulan hazne içerisinde, buz kaplarının iki farklı konumda yerleştirilmesi ile yapıldığından bir önceki bölümde bahsedilmiştir. Yapılacak deneylerde dikkat edilen en önemli husus, deneylerin buzdolabının tüm bölmelerinin (dondurucu, taze gıda) dengeye geldiği uzun çalışma periyotları sonucunda yapılmasıdır. Deneylerde kullanılan buzdolabı kendine ait bir algoritmaya göre çalışmaktadır. Orjinal fan ile yapılan deneylerde; -18°C dondurucu ayar değerinde buzdolabı kompresör çalışma ve durma periyotları 30'ar dakika, -24°C dondurucu ayar değerinde ise kompresör 30 dakika çalışmaya karşılık 28 dakika durma yapmaktadır. Diğer fan için ise; -18°C ortam sıcaklığında 30'ar dakika çalışma ve durma, -24°C sıcaklığında ise yine 30 dakika çalışmaya karşılık 28 dakika durmaktadır.

Buzdolabı ortam sıcaklıklarının yeteri kadar tekrar eden salınım yapmaya başladığı rejim durumları deneyler için kritiktir. Çünkü yapılacak deneylerde, kontrol edilen

buzdolabında birbirine en yakın şartlarda deneyleri gerçekleştirmek gerekmektedir. Bu sebepten dolayı tüm deneyler kompresör çalışmaya başladıktan yaklaşık 5 dk. sonra buzdolabının hızlı dondurma tuşuna basılması ile başlatılmıştır. Hızlı dondurma tuşuna basıldıktan sonra bir şırınga yardımı ile ortam sıcaklığında bekletilen sudan 50 cc kadar alınmaktadır. Alınan su, deney haznesi içerisine daha önceden yerleştirilerek ısıl olarak dengeye gelmiş buz kabına 30 s içerisinde konulmaktadır. Suyu buz kabına koyma işlemi taze gıda bölmesi ile dondurucu bölme arasına açılan bir kanaldan şırınga ucuna bağlanan hortum vasıtasıyla buz kabı yerinden oynatılmadan yapılmaktadır. Bahsedilen kanal ve şırınga kullanımı Şekil 4.1'de görülebilmektedir. Taze gıda ve dondurucu bölme kapıları 30 s dolduğunda kapatılmaktadır.

Deneylerin sona erdirilmesi için buz kabı içindeki su merkezinden alınan sıcaklık baz alınmaktadır. Bu sıcaklık -1°C 'e geldiğinde deney sona ermiş sayılmaktadır. Buz kabı hazneden alınıp incelenerek oluşan buz kalıbı içerisinde donmamış su hacmi kalıp kalmadığı kontrol edilmektedir. Eğer buz kabı içerisinde donmamış su hacmi kaldığı fark edilirse deney kabul edilmemekte ve tekrar edilmektedir.



Şekil 4.1 : Örnek bir buz kabına su konulması.

Deney haznesi içerisindeki buz kaplarına su koyulduğu sırada bölme fanı çalışmaktadır. Bu sebepten dolayı su kabı içerisine boşaltılan suyun sıcaklığı çok kısa sürelerde 25°C 'den 22°C - 23°C civarına kadar inebilmektedir. Sonuç olarak; buz kapları içerisindeki su donma süreleri, buz kapları içindeki sudan ölçülen sıcaklıklarda görülen, başlangıçta inilen en düşük ilk sıcaklık olan 21.7°C ile son sıcaklık -1°C arası olarak kabul edilmiştir.

4.2 Ayrıntılı Deney Düzeneği Açıklaması

Deney düzeneği, buzdolabı dondurucu bölmesi fanı önüne yerleştirilen kare kesitli bir hazne içerisinde belirtilen buz kaplarının yerleştirilmesi ile kurulmuştur. Deney düzeneğinde kullanılan hazne 160x160x400 mm ölçülerindedir. Kare kesitli haznenin hidrolik çapı 0.16 m olup hesaplaması aşağıda verilmiştir.

Kare kesitli bir haznede ıslak çevre formülü (4.1) eşitliğindeki gibi alınmıştır.

$$D_h = \frac{4A_k}{P} \quad (4.1)$$

Yukarıdaki denklemde bahsedilen A_k kanal kesit alanını, P kanal uzunluğuna dik kesitin çevre uzunluğunu ifade etmektedir.

Kanal kesit alanı (A_k): $160 \times 160 \text{ mm} = 25600 \text{ mm}^2 = 256 \text{ cm}^2$

Kanal uzunluğuna dik kesitin çevre uzunluğu (P): $4 \times 160 \text{ mm} = 640 \text{ mm} = 64 \text{ cm}$

$D_h = 0.16 \text{ m}$ olarak elde edilir.

Buzdolabı dondurucu bölme fanı, bölme arka duvarı üzerinde bulunmaktadır. Bölme arka duvarında dondurucu bölme buharlaştırıcısı mevcuttur. Dondurucu bölme buharlaştırıcısı buzdolabı soğutma sisteminde soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıktıktan sonra geçtiği ikinci buharlaştırıcı olup bölme fanı, buharlaştırıcının üst hizasında kalmaktadır. Buharlaştırıcı üzerinden kullanılan fan yardımıyla ortam havası dolaştırılarak hava ile (taşınım) soğutma etkisi sağlanmaktadır. Bölme fanının çalışması ve buharlaştırıcıdan akışkan geçmesi buzdolabı algoritmasında belirlenmiş belirli periyotlar içerisinde gerçekleşen olaylardır. Buzdolabında deney yapılan dondurucu bölme orijinal yapısı Şekil 4.2'de görülebilmektedir.

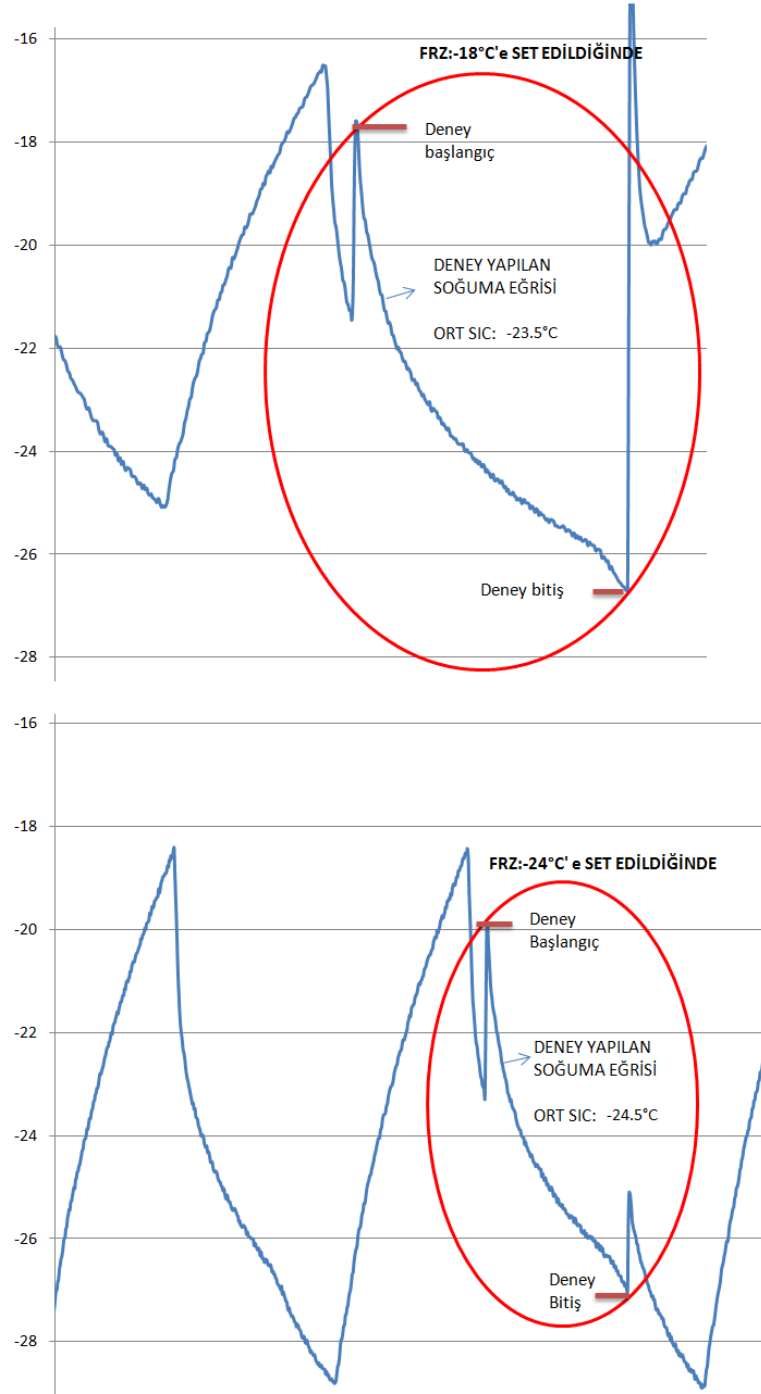


Şekil 4.2 : Buzdolabı dondurucu bölmesi.

Dondurucu bölmede yapılan çalışmalar -18°C ve -24°C olarak iki farklı buzdolabı sıcaklık ayar değerinde yürütülmüştür. Yapılan su dondurma çalışmaları, kompresör %100RT (Run Time) olduğu durumlarda gerçekleştirilmiştir. Bu durum, buzdolabının bir fonksiyonu olan "hızlı dondurma" özelliği aktif edilerek sağlanmıştır. Hızlı dondurma özelliği aktif edildiğinde dondurucu bölme fanı ve buzdolabı kompresörü bir saat boyunca hiç kesintisiz olarak çalışmaktadırlar. Fakat bu fonksiyon etkisi ile fan devrinde veya kompresör devrinde bir değişim olmamaktadır.

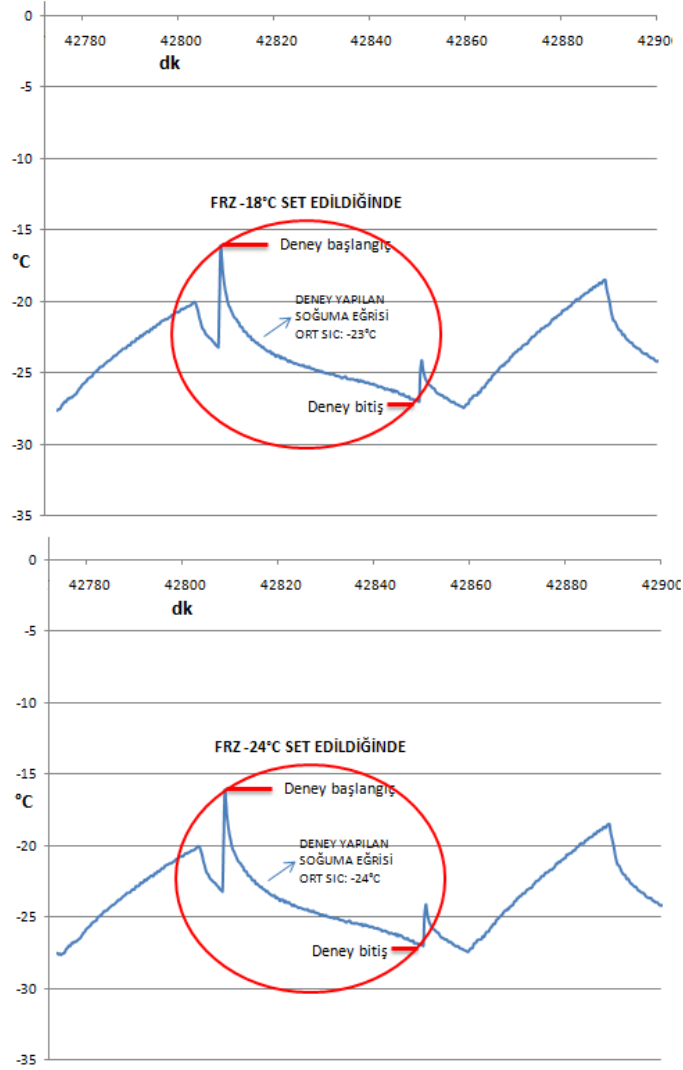
Yapılan deneyler sonucunda buzdolabı sıcaklık ayar değerleri, buzdolabı üzerindeki ekrandan belirli bir sıcaklığa ayarlandığında, ölçülen ortam sıcaklığı, ayar değeri ile aynı olmamakta ve bir miktar farklılık göstermektedir. Buna göre buzdolabı orjinal fanı çalışırken, buzdolabı dondurucu bölmesi -18°C ve taze gıda bölmesi 4°C 'e ayar edildiğinde ($-18/4^{\circ}\text{C}$) dondurucu bölme ortam sıcaklığı ortalama -23.5°C , buzdolabı dondurucu bölmesi -24°C ve taze gıda bölmesi 4°C 'ye ayar edildiğinde ($-24/4^{\circ}\text{C}$) ise bölme ortam sıcaklığı ortalama -24.5°C olmaktadır. Ayrıca buzdolabında diğer fan çalışırken, buzdolabı dondurucu bölmesi -18°C ve taze gıda bölmesi 4°C 'e ayar edildiğinde dondurucu bölme ortam sıcaklığı ortalama -23°C , buzdolabı dondurucu bölmesi -24°C ve taze gıda bölmesi 4°C 'e ayar edildiğinde ise bölme ortam sıcaklığı ortalama -24°C olmaktadır. Buna göre; buzdolabı orjinal fanı ile yapılan deneylerde iki farklı buzdolabı sıcaklık ayar değerinde yapılmış deneyler için deney esnasındaki dondurucu bölme ortam sıcaklığı değişim eğrileri sırasıyla orjinal fan ve diğer fan için Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de görülebilmektedir. Buna göre bölme sıcaklığının -18°C 'den -24°C 'e düşürülmesinin ortam sıcaklığında yarattığı etkinin ısı transferi açısından düşük kalacağı görülmüştür. Ayrıca literatürde; soğutma sıcaklıklarının önerilen değerlerden 6°C aşağıya çekilmesinin enerji tüketimini yaklaşık %25 arttıracakı belirtilmektedir [14].

Ayrıca debisi yüksek olan fan (diğer fan) kullanıldığında, debisi daha düşük olan orijinal fanın sağladığı ortam sıcaklıklarından bir miktar daha yüksek ortam sıcaklıkları oluşmaktadır. Bunun sebebinin; fan debisinin dolayısıyla hava hızının yüksek olmasından dolayı ortamdan, evaporatörden sağlanan soğuk havanın daha hızlı uzaklaştırılması ve kullanılan yüksek debili fanın orjinal fana göre 1.5 W daha yüksek güçte olması dolayısıyla olduğu söylenebilir.



Şekil 4.3 : Buzdolabı orjinal fanı için rastgele deneylerden alınan ortalama ortam sıcaklık eğrileri.

Yukarıda verilen ortalama ortam sıcaklık grafiklerinden görüleceği üzere, deney yapılan ortam sıcaklığı ayar edilen buzdolabı değerlerinden farklılık göstermektedir. Ayrıca debisi yüksek olan fan (diğer fan) kullanıldığında, debisi daha düşük olan orijinal fanın sağladığı ortam sıcaklıklarından bir miktar daha yüksek ortam sıcaklıkları oluşmaktadır.



Şekil 4.4 : Buzdolabında diğer fan için rastgele deneylerden alınan ortalama ortam sıcaklık eğrileri.

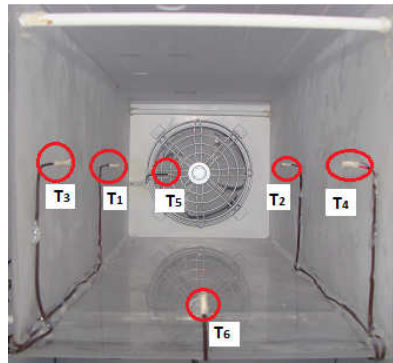
Yüksek gücün, kısmen buzdolabı arka duvarına gömülü olan fan motorlarında bir miktar daha motorun fazla ısınmasına ve bunun da ortam sıcaklığına etki etmesine yol açtığı düşünülmektedir.

Deneylerdeki tüm sıcaklık ölçümleri fan önüne yerleştirilen kanal içerisinde yapılmıştır. Kanal malzemesi olarak sağlam, dayanıklı ve şeffaf olması sayesinde çalışmalarında rahatlıkla kullanılabilecek şeffaf plastik cam malzeme (plexiglass) kullanılmıştır. Hazne, ortam fanı önünde, bölme tavanı haznenin üst yüzeyi olacak şekilde sıkıca yerleştirilmiş, hazne arka hava giriş ağzı tam olarak fan ortada kalacak şekilde konumlandırılmıştır. Hazne 400 mm uzunluğunda olup bölme kapısı kapandığında kapı ile arasında bir kısım boşluk kalabilmektedir. Bu sayede, hazne hava giriş ağzından fan ile evaporatör üzerinden çekilerek üflenerek ortam havası,

bölme hava emiş kanalından rahatlıkla tekrar geri emilebilmektedir. Haznedeki tüm birleşme köşeleri şeffaf silikon ile kaplanmış ve haznenin bölme arka duvarı ile bölme tavanına sıkıca dayandığı kısımlar alüminyum bant ile hava giriş çıkışı tamamen engellenecek şekilde yalıtılmıştır. Haznenin giriş ve çıkış kesit alanları aynı olup 0.0256 m^2 'dir.

Deney haznesi içerisindeki sıcaklık ölçümleri, 1mm'lik T-tipi ısıl çiftler (termokupl) kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan tüm ısıl çiftler deney düzeneğine yerleştirilmeden önce buzlu su ile ITS-90 buz noktası standardında kalibre edilmişlerdir. ITS-90 (The International Temperature Scale of 1990) kalibrasyonu ile ısıl çiftlerin 0°C noktasındaki sapmaları ayarlanmıştır. Sıcaklık ölçümünde kullanılan tüm ısıl çiftler dış ortam şartlandırma ünitesindeki veri alma bloklarına bağlanmış ve sonuçlar şartlandırma ünitesinin dijital sıcaklık ölçme sistemi sayesinde bilgisayara aktarılmıştır. Bu şekilde deney süreci boyunca elde edilen veriler bilgisayar hafızasına kaydedilebilmişlerdir. Deney verileri 10'ar s aralıklarla alınarak ölçülen sıcaklık değerlerinin yüksek doğrulukta olması amaçlanmıştır.

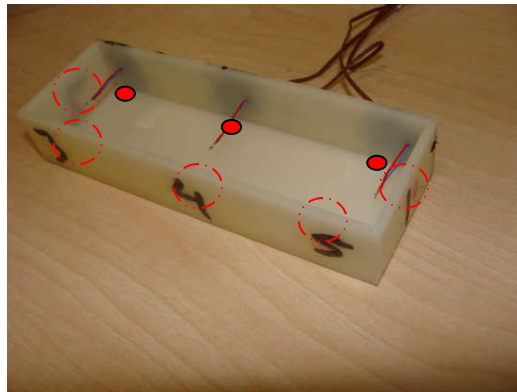
Deney haznesi içerisindeki ortam sıcaklıklarını takip etmek ve ortalama sıcaklık elde edebilmek amacıyla hazne içerisine ısıl çiftler yerleştirilmiştir. Ortalama sıcaklıklar, kullanılan ısıl çiftlerin haznenin tam ortasında, fan duvarından 200 mm uzaklıkta iki adet ve hazne çıkışında hazne yüksekliğinin tam ortasında (80 mm) hazne duvarı üzerinde olacak şekilde iki adet olmak üzere toplamda dört adet ısıl çift (T_1 , T_2 , T_3 , T_4) ile elde edilmektedir. Ortam sıcaklığı bu dört adet sıcaklığın aritmetik ortalaması alınarak bulunmuştur. Ayrıca hazne fan üfleme sıcaklığı hazne girişine fanın tam önüne yerleştirilen bir adet ısıl çift (T_5) ile hazne çıkış sıcaklığı ise hazne çıkışında hazne tabanından 3 cm yüksekliğe yerleştirilen bir adet ısıl çift (T_6) ile elde edilmiştir. Hazne içerisine yerleştirilen ısıl çiftler Şekil 4.5'de görülebilmektedir.



Şekil 4.5 : Deney haznesinde kullanılan sıcaklık ölçüm ısıl çiftleri.

Haznenin imal edildiği malzeme düşük iletim katsayısına ($k_{\text{hazne}}=0.18\text{W/m}\cdot\text{K}$) sahiptir. Hazne üzerinden sıcaklık sadece dondurucu bölme tarafına bakan alt kısımdan alınmıştır. Hazne dışı bölme ortam hava sıcaklığı da iki adet 3" ısıl çift ile kontrol edilmiştir. Hazne giriş ağzı ile çıkış ağzı arasındaki sıcaklık farkı, buzdolabı orjinal fanı kullanıldığında -18°C buzdolabı dondurucu bölmesi ayar değerinde iken göz ardı edilebilecek kadar küçükken, -24°C buzdolabı dondurucu bölme ayar değerinde ise maksimum 0.7°C - 0.8°C sıcaklık farkı olduğu gözlenmiştir. Diğer fan ile yapılan deneylerde ise -18°C ve -24°C buzdolabı dondurucu bölme ayar değerlerinde sıcaklık farkı görülmemiştir.

Deneyisel çalışmalarda kullanılan üç farklı buz kabının çeşitli yerlerinden sıcaklık değerleri alınmıştır. Buna göre; tüm buz kaplarının iç hacminde (suyun doldurulduğu) üç adet ısıl çift kullanılmıştır. Bunlar iç hacmin uzun kenarları baz alındığında kenar uzunluğundan iki yönlü 5 mm uzaklıkta ve diğeri de geometrinin tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Kap içerisinde oluşacak olan buz için kabın merkezinde bulunan ısıl çift sıcaklığının tam olarak -1°C 'e gelişi incelenmiştir. Suyun merkez sıcaklığı -1°C 'e geldiğinde suyun buz fazına dönüştüğü kabul edilmiştir. Yapılan deneyler -1°C 'de tüm su denemelerinin buza dönüşmüş şekilde olduğu durumlar için irdelenmiştir. Deneyler esnasında buz kaplarından ayrıca dış cidar sıcaklığı da alınmıştır. Kap dış sıcaklığı ölçümünde ısılçiftler; buz kabının akışa dik yerleşiminde akışa baktığı dış yüzeyinde (iç hacmindeki ısıl çiftlerle uzun kenar boyunca aynı hizada olacak şekilde) ve diğer eş yüzünde üçer adet, ayrıca; buz kaplarının iki dış yan yüzeylerinde birer adet olmak üzere yerleştirilmişlerdir. Ayrıca buz kabı tabanındaki sıcaklıklar da termokupllar ile takip edilmiştir. Buz kaplarına yerleştirilen ısıl çiftler Şekil 4.6'da görülebilmektedir.



Şekil 4.6 : Buz kaplarına yerleştirilen ısıl çiftlerin konumu.

Deney düzeneği içerisinde akışkanın hareketi radyal fanlar yardımıyla sağlanmıştır. Fanlar (fan yaprağı + fan motoru) gücünü buzdolabı bölme elektrik tesisatından almaktadır. Fanlara başka hiç bir müdahalede bulunulmamış; bu sayede ortam içerisindeki gerçek akış koşullarında çalışılmıştır. Fan yaprakları saat yönünün aksine dönmektedir. Kullanılan fan motorlarının hazneye sağladıkları debi sayesinde iki farklı hava hızı şartında deneyler yürütülmüştür. Fan debileri ile hazne kesit alanına göre hava hızı hesabı (4.2) eşitliğindeki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{fan} = A_{hazne} \times V_{ortam\ hava} \quad (4.2)$$

Denklemden belirtilen Q, gerçekleştirilen rüzgar tüneli çalışmalarından çıkan hazne basınç düşüşüne göre fanlardan sağlanan debi miktarını, A hazne kesit alanını ve V, fanın sağladığı ortam hava hızını temsil etmektedir. Buna göre;

- **Orjinal fan için:**

Hava debisi (Q_{fan1}): $12.1 \text{ l/s} = 12100 \text{ cm}^3/\text{s}$

Hazne kesit alanı (A_{hazne}): $(16 \times 16) \text{ cm}^2$

Buradan; $V_{ortam\ hava} = 47.26 \text{ cm/s} \approx \mathbf{0.47 \text{ m/s}}$ olarak hesaplanır.

- **Diğer fan için:**

Hava debisi (Q_{fan2}): $21.6 \text{ l/s} = 21600 \text{ cm}^3/\text{s}$

Hazne kesit alanı (A_{hazne}): $(16 \times 16) \text{ cm}^2$

$V_{ortam\ hava} = 84.37 \text{ cm/s} \approx \mathbf{0.84 \text{ m/s}}$ olarak hesaplanır.

Elde edilen hava hızlarından yola çıkılarak, deney haznesi içerisine yerleştirilen buz kaplarının konumlandırılmasına göre Re boyutsuz sayıları hesaplanabilir. Buz kapları hazne içerisine hazne merkezi ile kap merkezleri çakışacak şekilde, buz kabı uzun kenarları akışa dik ve akışa paralel olacak şekilde iki konumda yerleştirilmektedir. Re sayısı hesabı buz kabı kenar uzunlukları baz alınarak yapılmıştır. Re sayısı hesabı yapılabilmesi için ortam havasının özelliklerine ihtiyaç vardır. Deneysel ortam hava özelliğine göre, sıcak havalara nazaran daha düşük sıcaklıktaki havanın termofiziksel ve termodinamiksel özellikleri incelenen konu içerisinde yer almaktadır. Ortam havası ortalama olarak -23°C sıcaklığı civarında olup, bu sıcaklıktaki havanın özellikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir [14].

Çizelge 4.1 : -23°C'de havanın termofiziksel özellikleri [12].

Özellik	Değeri
Yoğunluk (ρ : kg/m ³)	1.3947
Özgül ısı (c_p : kJ/kg·K)	1.006
Dinamik viskozite ($\mu \cdot 10^7$: N.s/m ²)	159.6
Kinematik viskozite ($\nu \cdot 10^6$: m ² /s)	11.44
Isı iletim katsayısı ($k \cdot 10^3$: W/mK)	22.3
Isı yayılım katsayısı ($\alpha \cdot 10^6$: m ² /s)	15.9
Prandtl sayısı (Pr)	0.721

Buz kapları kenar uzunluklarına göre Re sayısı hesabı (2.5) eşitliğinde belirtildiği gibi hesaplanmıştır. Kapların kenar uzunlukları ve kenar uzunluklarına göre hesaplanan Re sayıları sırasıyla Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Kapların kenar uzunlukları.

BUZ KABI TİPİ	UZUN KENAR (mm)	KISA KENAR (mm)
Yarım silindir	105	40
Yarım altıgen prizma	105	45
Yarım kare prizma	105	35

Çizelge 4.3 : Geometrilerin kenar uzunluklarına göre Re sayıları.

ORJİNAL FAN (V= 0.47 m/s)		
BUZ KABI TİPİ	Re _p (paralel konum)	Re _d (dik konum)
Yarım silindir	1650	4275
Yarım altıgen prizma	1800	4275
Yarım kare prizma	1450	4275
DİĞER FAN (V= 0.84 m/s)		
Yarım silindir	2950	7650
Yarım altıgen prizma	3250	7650
Yarım kare prizma	2575	7650

Kurulan deney sisteminde Re sayısının ifade ettiği anlam, deney sistemine yapılacak yaklaşıma göre belirlenmektedir. Buna göre bahsedilen deney düzeneği; yukarıda anlatıldığı üzere 400 mm uzunlukta bir hazne ve haznenin tam ortasında merkezleri

çakışacak şekilde iki farklı konumda yerleştirilen üç adet farklı buz kabından oluşmaktadır. Buz kapları içerisine tepeleme şekilde 50 cc su koyularak donma deneyleri yapılmaktadır. Deneylerdeki amaç; farklı geometrik yapıların aynı koşullarda buz yapımı üzerindeki etkilerini incelemek ve bu geometriler üzerinden geçen akışın teoride nasıl gerçekleştiğini görmektir.

Bu sebepten dolayı hazne içerisindeki akış problemine bir dış akış problemi yaklaşımı yapılmıştır. Yani deney düzeneğinde kontrol hacmi olarak buz kabı ve yakın çevresi kabul edilmiştir. Buz kabı klasik akış problemlerindeki engel teşkil eden bir cisim olarak düşünülebilir. Aslında deneylerde incelenen problem dolaylı olarak, değişik geometrilerdeki engel cisimler etrafındaki akışın hız ve sıcaklık değişiminin incelenmesidir. Ayrıca bu değişimlere göre farklı geometrilerdeki cisimler kullanılarak gerçekleşecek ısı transferinin karşılaştırılması yapılabilecektir.

Dış akış problemlerinde ikinci bölümde de belirtildiği gibi Re sayısının kritik değeri düz plaka üzerindeki akışlar için geçerli olan 5×10^5 değeri olarak kabul edilmiştir. Bir dış akışta, belirtilen sayının altında kalan Reynolds sayısı değerlerinde hazne içerisinde buz kapları etrafındaki hava akışının laminar veya türbülanslı olmasına karar verebilmek amacıyla iki boyutlu (2D) PIV çalışmaları yapılmıştır.

4.3 Deneysel Çalışmalar ve Isı Taşınım Katsayısı Hesabı

4.3.1 Deneysel çalışmalar

Deneylerde kullanılan farklı üç geometrideki buz kapları ile su donma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneylerde daha önce de belirtildiği gibi 50 cc hacminde suyun, buz kabına tam olarak doldurulması ile donma süreleri (soğuma + faz değişimi) incelenmiştir. Ayrıca; buz kapları üzerinden alınan sıcaklık değişimleri donma süresince incelenmiştir. Buz kapları, fan önünde kullanılan dış haznenin merkezleri çakışacak şekilde tam ortalanarak yerleştirilmiştir. Buz kaplarında akışa göre iki farklı konum içinde buz yapma sürelerine bakılmıştır. Gerçekleştirilen buz yapma deneyleri $-18/4^{\circ}\text{C}$ koşulları için 3 tekrarlı, $-24/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ayar koşulları için 2 tekrarlı olacak şekilde yapılmıştır. Toplamda deneyler boyunca tekrarlarıyla birlikte 60 adet deney gerçekleştirilmiştir. Deneyler dört alt başlıkta sürdürülmüştür. Deneysel alt başlıklar Çizelge 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar.

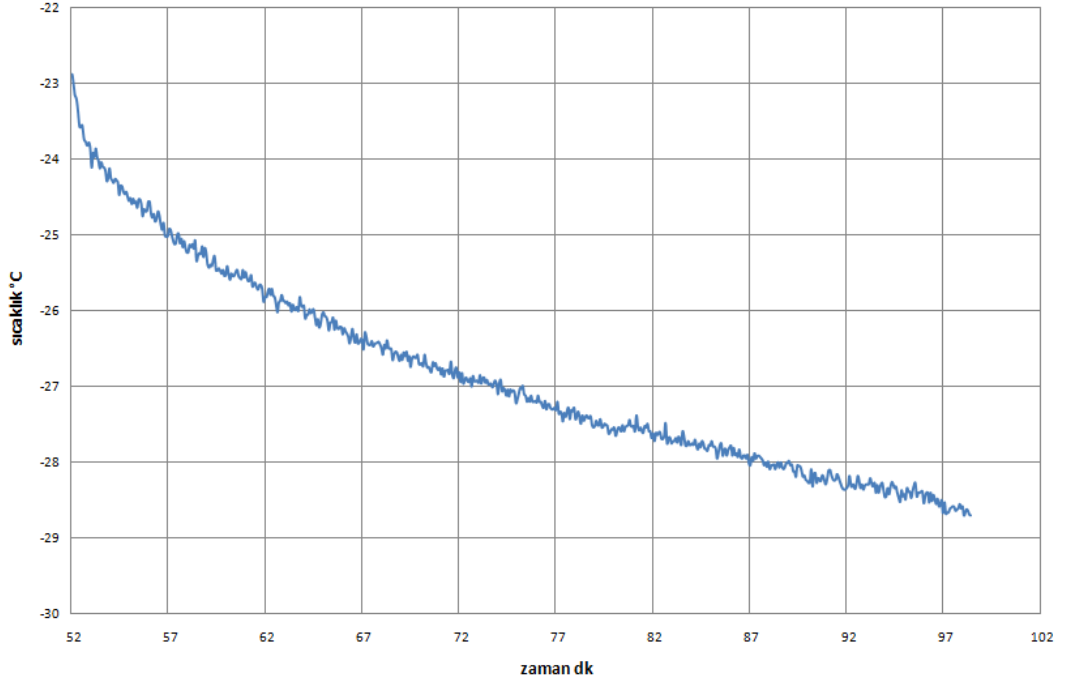
Deneysel Alt Başlıklar	Deneysel Şartlar
1. Durum deneyleri	-18/4°C , Orjinal Fan
2. Durum deneyleri	-24/4°C , Orjinal Fan
3. Durum deneyleri	-18/4°C , Diğer Fan
4. Durum deneyleri	-24/4°C , Diğer fan

- **1.durum deneyleri:**

Birinci durum deneyleri, buzdolabının kullanıcıya önerilen çalışma sıcaklıkları olan -18/4°C şartlarında gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde buzdolabının orjinal fanı kullanılmıştır. Daha önce de belirtildiği üzere orjinal fanın dondurucu bölme hacmindeki karakteristik debisi 12.1 lt/s'dir. Bu debiye karşılık gelen kesit alanına göre; hava akış hızının fandan çıktıktan itibaren 0.47 m/s olduğu hesaplanmıştır. Ayrıca belirtilen sıcaklık ayar değerlerinde dondurucu bölme sıcaklığı ortalama olarak -23.5°C sıcaklıkta olmaktadır. Fan duvarından 200 mm uzaklığa tam ortalanacak şekilde dikey veya yatay olarak yerleştirilen yarım silindir, yarım altıgen ve yarım kare buz kaplarından elde edilen donma süreleri arasında bir takım farklar olduğu görülmüştür. Deneylerde kontrol edilen sıcaklık aralığı 25°C'den -1°C'e gelme süresidir. Fakat buz kaplarına deney başlatıldığı esnada su koyulurken suyun sıcaklığı, soğuk ortam etkisi ve devamlı üfleyen fan etkisiyle birlikte 22-23°C'e kadar inmektedir. Bu nedenden dolayı deney sonucu olarak 21,7°C'den -1°C'e gelme süreleri baz alınmıştır.

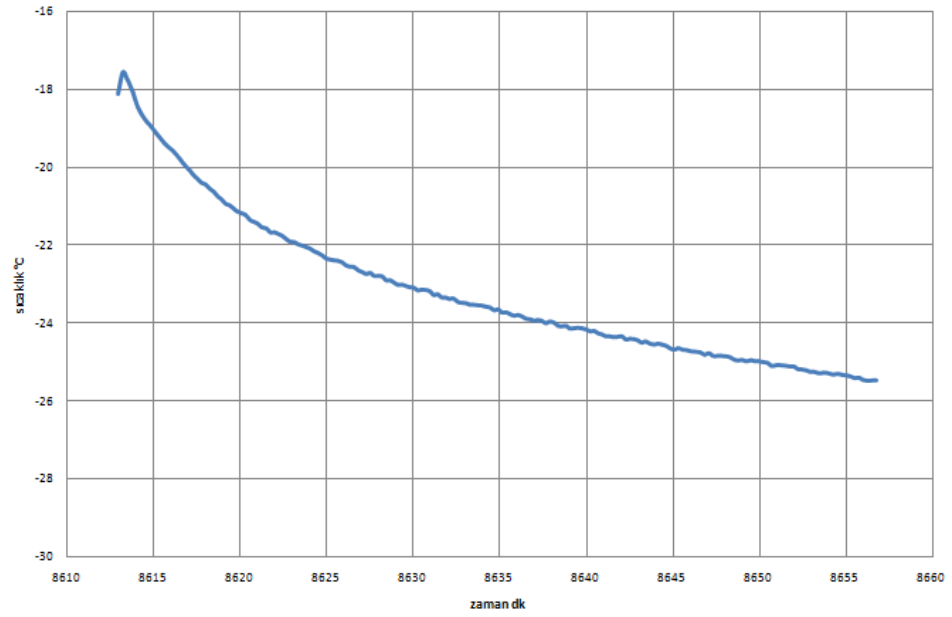
Mevcut şartlarda, deneyler esnasındaki buharlaşma sıcaklığı sürekli olarak düşmektedir. Deneyler esnasındaki ortalama buharlaşma sıcaklığı -26/-27°C aralığında ölçülmüştür. Deneylerden yarım kare buz kabında belirtilen koşullara ait buharlaşma sıcaklık değişimi örnek teşkil etmesi bakımından Şekil 4.7'de görülebilmektedir.

Ayrıca deneyler esnasında buz kaplarının konulduğu hazne içi sıcaklığı ölçümü yapılmıştır. Hazne içi ortalama sıcaklığının, deneyler boyunca sürekli düşmektedir. 21.7°C'den 0°C'e gelme süresince hazne iç sıcaklıkları ortalama -20/-21°C aralığında; 21.7°C'den donana kadarki (-1°C) ise hazne iç sıcaklık ortalaması -23/-24°C aralığında olmaktadır.



Şekil 4.7 : -18/4°C'de orjinal fan deneylerinde buharlaşma sıcaklık değişimi.

Hazne içi ortalama sıcaklık değişim grafiği yarım altıgen buz kabı için örnek teşkil etmesi bakımından Şekil 4.8'de görülebilmektedir.

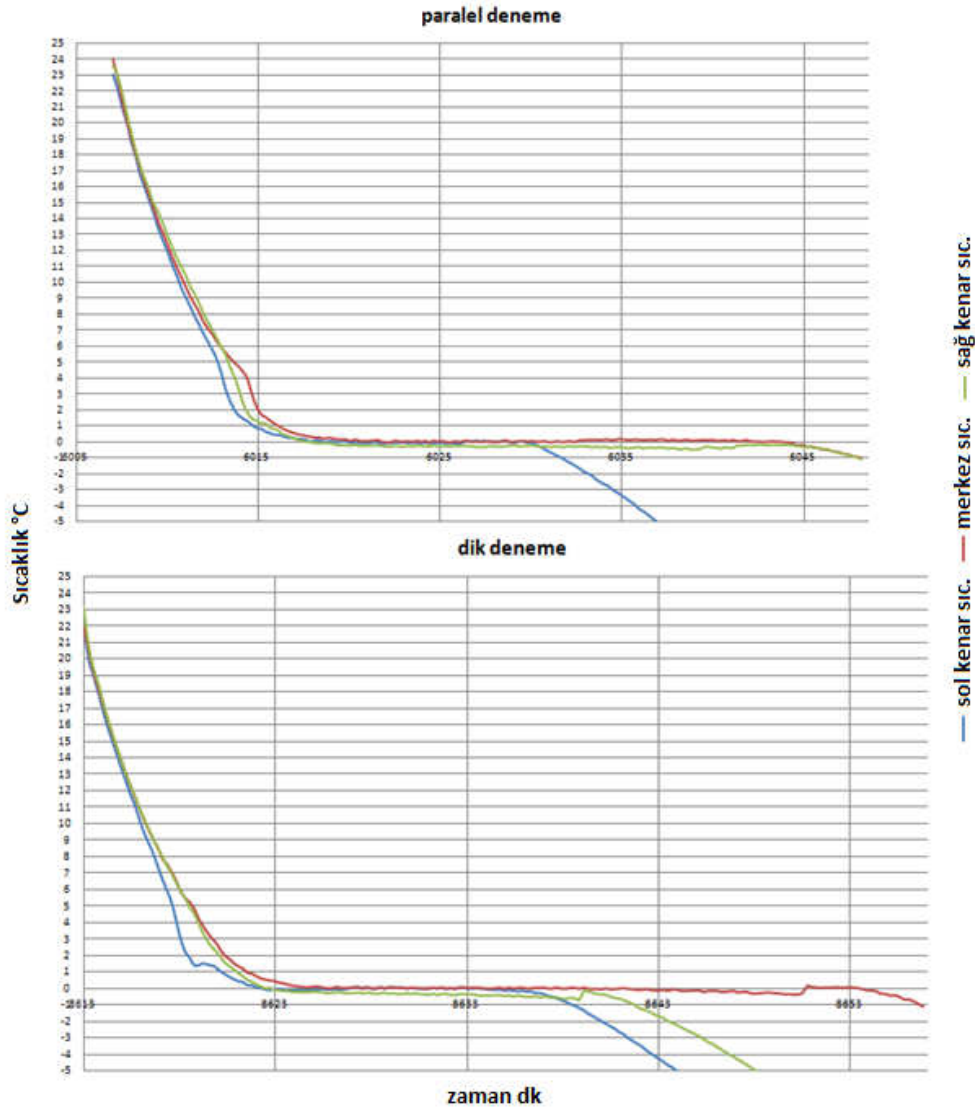


Şekil 4.8 : -18/4°C' de orjinal fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.

Bu koşullarda elde edilen donma sürelerine göre yarım altıgen buz kabının akış önüne dik veya paralel olarak yerleştirilmesi ile en düşük donma süreleri elde edilmiştir. Ortalama olarak 41 dk. gibi bir donma süresi elde edilen yarım altıgenin iki farklı konumunu ortalama 42 dk. gibi bir donma süresi ile yarım silindir buz

kabının akış önüne dik yerleştirilmiş konumu takip etmektedir. Bu şartlar altında en geç donma süresinin elde edildiği deney kabı ise yarım kare olmuştur. Yarım kareden elde edilen süreler yarım altıgene göre %15-17 daha büyüktür. Ayrıca yarım karenin tüm konumları ile yarım silindirin paralel konumundan elde edilen süreler birbirine yakın olmuştur.

Yapılan deneyler gün içerisinde sabah ve öğleden sonra (akşam) olmak üzere gerçekleştirilmiş ve buzdolabının çalışma sürecinde kar eritme kadar donma sürelerinde bir değişiklik olup olmadığı da kontrol edilmiştir. En iyi donma süresini veren yarım altıgen buz kabına ait iki farklı konumun su donma eğrileri Şekil 4.9'da sunulmuştur.



Şekil 4.9 : Yarım altıgenin konuma göre su donma grafikleri.

Yapılan tekrar deneylerinde gün içi şartlarının donma sürelerini etkilemediği görülmüştür. Ayrıca akış önündeki iki farklı konumda, birinci durum deneylerinden elde edilen tüm süreler Çizelge 4.5'de verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Birinci durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.

	Donma Süresi - dk (21.7°C → -1°C)		
Konum	Yarım Silindir	Yarım Altıgen	Yarım Kare
Paralel	46.8	40.8	48.1
Paralel	45.9	41.8	48.4
Paralel	45.7	41.5	46.6
Dik	42	41.1	48.8
Dik	42.8	41.6	47.3
Dik	42.7	40	47.8

Ayrıca birinci durum deneylerinde konuma göre farklı buz kaplarının ortalama olarak soğuma (21.7°C→0°C) ve faz değiştirme süreleri (0°C , 0→-1°C) Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 : Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.

Geometriler	Paralel konum (dk)		Dik Konum (dk)	
	Soğuma (21.7→0°C)	Faz Değ. (0°C, 0→-1°C)	Soğuma (21.7→0°C)	Faz Değ. (0°C, 0→-1°C)
Yarım silindir	10-11	35-36	10-11	32-33
Yarım kare	14-15	34-35	13-14	34-35
Yarım altıgen	13-14	27-28	12-13	28-29

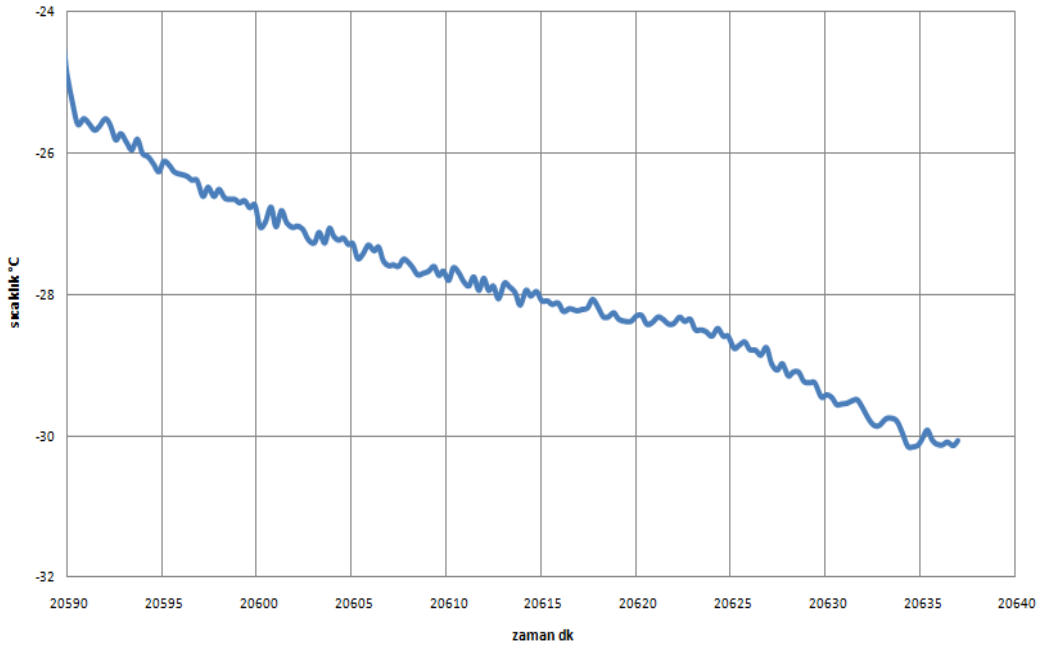
Konumlara göre yerleştirmeler kendi aralarında değerlendirildiğinde soğuma ve faz değişimi sürelerinde de farklılıklar olduğu görülmektedir. Akış önündeki paralel yerleşim için (önden bakıldığında uzun kenarı akışa dik konum) en kısa ortalama soğuma süresinin yarım silindirde olduğu görülmektedir. Faz değişimine bakıldığında ise; paralel konum için suyun donma süresinde en kısa sürelere sahip yarım altıgen olduğu görülmektedir. Akış önündeki dik yerleşim için ise; en kısa soğuma süresine sahip buz kabı yine yarım silindir olmaktadır. Yarım altıgen ile

yarım kare arasındaki %20-25'lik donma süresi farkı dikkat çekmektedir. Yarım altıgen dik ve paralel konumlar için en kısa donma süresine sahiptir.

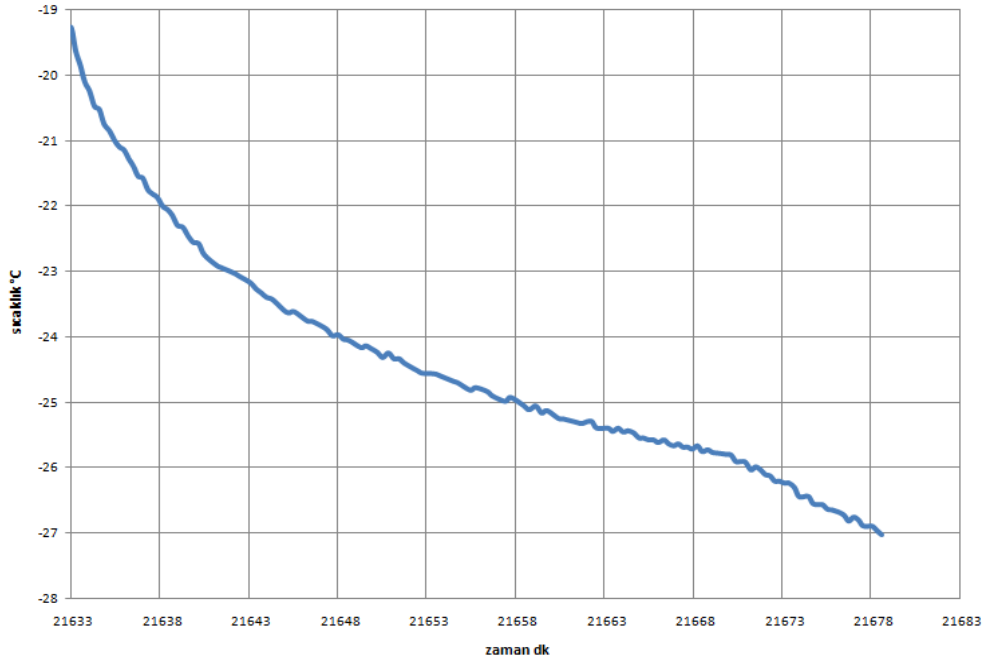
- **2. durum deneyleri:**

İkinci durum deneyleri buzdolabının $-24/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ayar değerlerinde buzdolabı orjinal fanı ile gerçekleştirilmiştir. Deneyler gerçekleştirilmeden bir gün önce buzdolabı sıcaklık ayar değerleri değiştirilerek buzdolabının bir gün boyunca dengeye gelmesi beklenmiştir. Buzdolabı sıcaklık ayar değerleri değiştirildiğinde kullanılan algoritmaya göre buzdolabı çalışma ve durma periyotları bir miktar farklılık göstermektedir. Buna göre ayarlanan sıcaklık ayar değerleri için buzdolabı kompresörü çalışma süresi durma süresinden bir miktar daha fazla olmaktadır.

Belirtilen mevcut şartlarda deneyler esnasında elde edilen ortalama buharlaşma sıcaklığı ortalama olarak $-27/-28^{\circ}\text{C}$ aralığında olmaktadır. Ayrıca deneyler esnasında buz kaplarının konulduğu hazne içi sıcaklığı ölçümü sonuçlarına göre hazne içi ortalama sıcaklığı deneyler boyunca sürekli düşmektedir. 21.7°C 'den 0°C 'e gelme süresince hazne iç sıcaklıkları ortalama $-22/-23^{\circ}\text{C}$ aralığında; 21.7°C 'den donana kadar (-1°C) ise hazne iç sıcaklık ortalaması $-24/-25^{\circ}\text{C}$ aralığında olmaktadır. Belirtilen sıcaklık ayar değerleri koşulunda buharlaşma sıcaklığı ile hazne içi ortalama sıcaklık değişim grafiği yarım silindir buz kabı için örnek teşkil etmesi bakımından sırasıyla Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de görülebilmektedir.



Şekil 4.10 : $-24/4^{\circ}\text{C}$ 'de orjinal fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi.



Şekil 4.11 : -24/4°C'de orjinal fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.

Belirtilen ikinci durum şartlarında yapılan deneylerde elde edilen donma süreleri karşılaştırıldığında birinci durum deneylerinde olduğu gibi en kısa donma süresinin yarım altıgen buz kabında sağlandığı görülmüştür. Akış önündeki iki yerleşim konumu için de ortalama 40 dakika gibi bir donma süresine sahip olan yarım altıgen buz kabını ortalama 44 dakikalık bir donma süresiyle yarım silindir ve ortalama 46 dakikalık donma süresiyle yarım kare buz kabı takip etmektedir. Ayrıca ikinci durum koşulları için hiç bir geometride, fan önündeki konum değişikliği sonucu bariz bir donma süresi farkı görülmemiştir.

Yapılan tekrar deneylerinde gün içi şartlarının donma sürelerini etkilemediği görülmüştür. Ayrıca akış önündeki iki farklı konumda ikinci durum deneylerinden elde edilen tüm süreler Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.7 : İkinci durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.

Konum	Donma Süresi - dk (21.7°C → -1°C)		
	Yarım Silindir	Yarım Altıgen	Yarım Kare
Paralel	45.7	39.1	46.1
Parelel	44.8	39.1	47.2
Dik	43.6	41.2	46.4
Dik	42.1	40.6	47.4

Ayrıca ikinci durum deneylerinde konuma göre farklı buz kaplarının ortalama olarak soğuma ($21.7^{\circ}\text{C} \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$) ve faz değiştirme süreleri (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$) Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.8 : Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.

Geometrilere	Paralel konum (dk)		Dik Konum (dk)	
	Soğuma ($21.7 \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$)	Faz Değ. (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$)	Soğuma ($21.7 \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$)	Faz Değ. (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$)
Yarım silindir	10-11	33-34	10-11	31-33
Yarım kare	13-14	34-35	13-14	33-34
Yarım altıgen	12-13	26-27	11-12	29-30

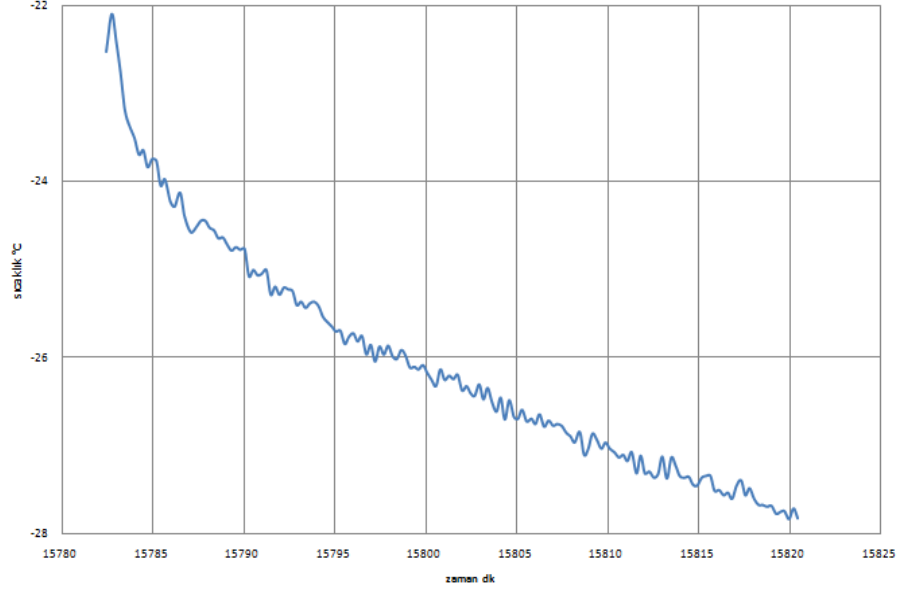
Çizelge 4.8'e göre 0°C 'e kadar soğuma sürelerinde her iki konum için de yarım silindir buz kabında en hızlı soğuma süreleri görülmektedir. Fakat faz değiştirme (0°C) ve buz olma süreleri ($0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$) dikkate alındığında yarım altıgen buz kabındaki suyun daha hızlı donduğu görülmektedir. Buz kaplarının iki farklı konumu içinde faz değiştirme süreleri bakımından yarım altıgenin diğer kaplarından ortalama %13-26 daha hızlı faz değiştirdiği görülmektedir. Ayrıca yarım altıgen buz kabının soğuma süreleri bakımından ikinci durumda olduğu görülmektedir.

• **3. durum deneyleri:**

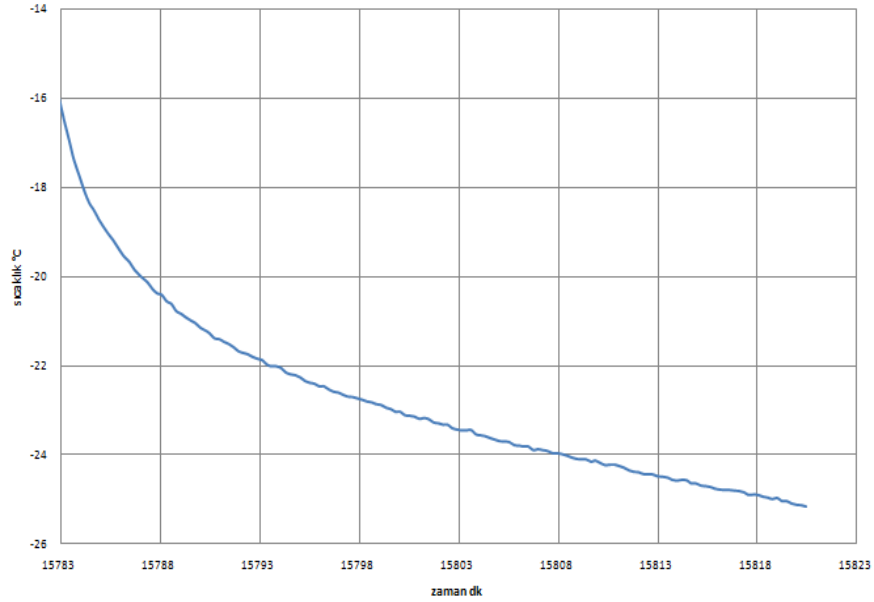
Üçüncü durum deneyleri buzdolabı sıcaklık ayar değerleri $-18/4^{\circ}\text{C}$ olarak ayarlanarak kullanılan yüksek debili diğer fan ile gerçekleştirilmiştir. Kullanılan fan debisinin, hava tüneline orjinal buzdolabı bölmesi içinde yapılan deneyleri sonucu 21.6 l/s olduğu bilinmektedir. Belirlenen debi miktarına göre fan önünde kullanılan hazne kesit alanına göre fandan çıkan hava hızının 0.84 m/s olduğu kabul edilmiştir. Buna göre; hava hızı ve debi bakımından üçüncü ve dördüncü durum deneylerinde kullanılan fan, buzdolabı bölme orjinal fanına göre 1.78 kat daha fazla hava hızına ve debiye sahiptir.

Belirtilen mevcut şartlarda deneyler esnasında elde edilen ortalama buharlaşma sıcaklığı ortalama olarak $-25/-26^{\circ}\text{C}$ aralığında olmaktadır. Gerçekleştirilen deneyler esnasında hazne içerisindeki sıcaklıklar ise; 21.7°C 'den 0°C 'e gelme süresince

ortalama $-19/-20^{\circ}\text{C}$ aralığında; 21.7°C 'den donana kadar (-1°C) ise hazne iç sıcaklık ortalaması $-22/-23^{\circ}\text{C}$ aralığında olmaktadır. Belirtilen sıcaklık ayar değerleri koşulunda buharlaşma sıcaklığı ile hazne içi ortalama sıcaklık değişim grafiği yarım kare buz kabı için örnek teşkil etmesi bakımından sırasıyla Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de görülebilmektedir.



Şekil 4.12 : $-18/4^{\circ}\text{C}$ 'de yüksek debili fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi.



Şekil 4.13 : $-18/4^{\circ}\text{C}$ 'de yüksek debili fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.

Belirtilen üçüncü durum şartlarında gerçekleştirilen deneyler karşılaştırıldığında en kısa donma süresinin yarım altıgen buz kabının akış önündeki paralel konumu için

sağlandığı görülmektedir. Ortalama 36 dakika gibi bir donma süresine sahip paralel konum yarım altıgeni sırasıyla; yarım karenin paralel konumu ve yarım silindirin dik konumu 37.5 ve 38.5 dakika donma süreleri ile yakından takip etmektedir. Ayrıca yarım kare ve yarım altıgen buz kaplarının iki farklı konumu içerisinde paralel konuma göre dik konumlar yaklaşık 3-4 dakika daha geç donmaktadır.

Yapılan tekrar deneylerinde gün içi şartlarının donma sürelerini etkilemediği görülmüştür. Ayrıca akış önündeki iki farklı konumda üçüncü durum deneylerinden elde edilen tüm süreler Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.9 : Üçüncü durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.

	Donma Süresi - dk (21.7°C → -1°C)		
Konum	Yarım Silindir	Yarım Altıgen	Yarım Kare
Paralel	39.6	36.5	37.4
Parelel	38.7	35.4	36.9
Paralel	38.7	36.2	36.3
Dik	39.7	40.4	39.8
Dik	38.2	41.9	41.2
Dik	37.5	39.9	39.5

Ayrıca üçüncü durum deneylerinde konuma göre farklı buz kaplarının ortalama olarak soğuma (21.°C→0°C) ve faz değiştirme süreleri (0°C , 0→-1°C) Çizelge 4.10'da verilmiştir.

Çizelge 4.10 : Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.

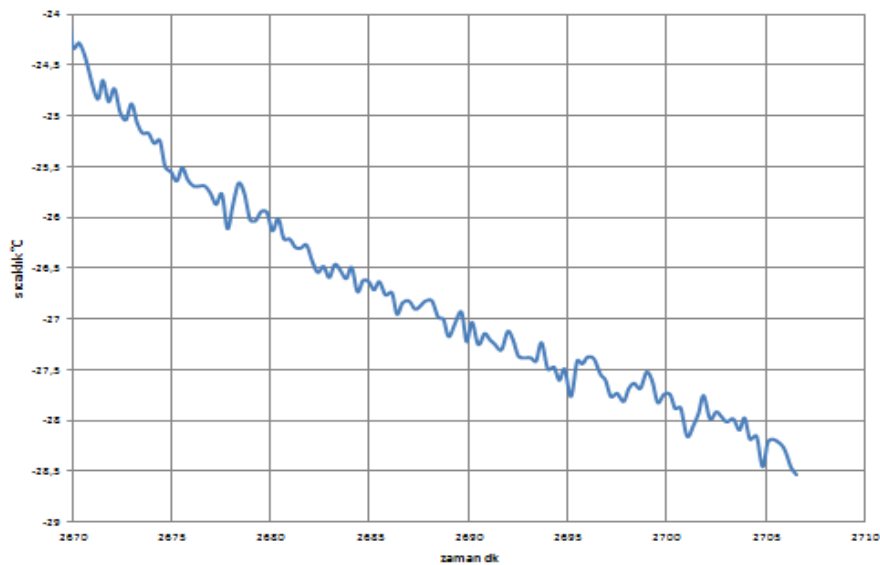
Geometrilere	Paralel konum (dk)		Dik Konum (dk)	
	Soğuma (21.7→0°C)	Faz Değ. (0°C, 0→-1°C)	Soğuma (21.7→0°C)	Faz Değ. (0°C, 0→-1°C)
Yarım silindir	10-11	29-30	09-10	28-29
Yarım kare	11-12	27-28	11-12	28-29
Yarım altıgen	12-13	24-25	10-11	29-31

Çizelge 4.10'a göre 0°C'e kadar soğuma sürelerinde tüm buz kapları ve konumlarında süreler birbirine çok yakın olmaktadır. Faz değişimi tarafına bakıldığında ise; paralel konum yerleşiminde yarım altıgenin diğerlerine göre 3-4 dakika daha hızlı donduğu görülmektedir. Buz kaplarının dik konumlarındaki faz değişim süreleri karşılaştırıldığında ise sürelerin birbirine çok yakın olduğu görülmekte; hatta yarım altıgen buz kabında diğerlerine göre az da olsa bir miktar daha yavaş donma görülmektedir.

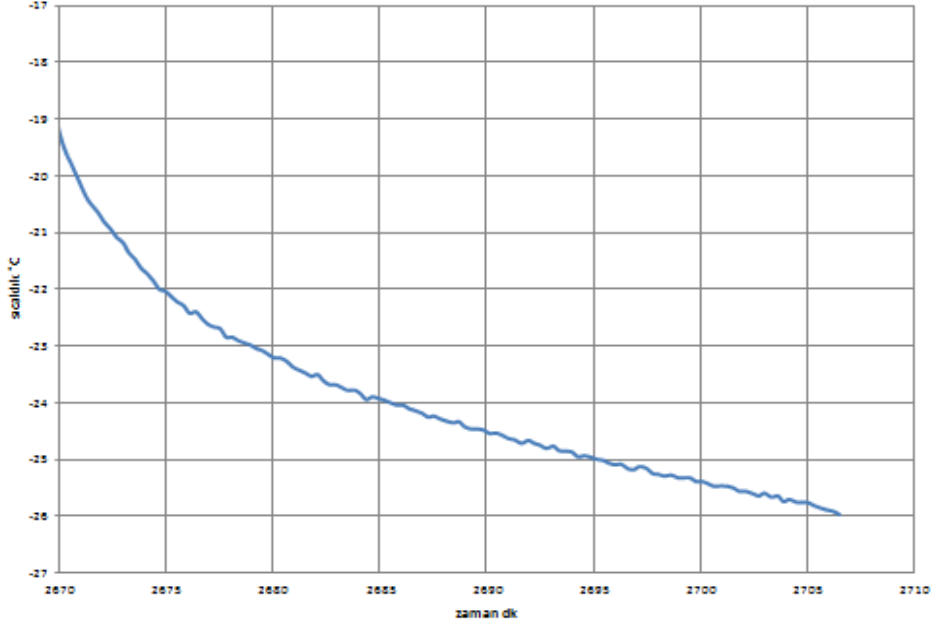
- **4. Durum deneyleri:**

Dördüncü durum deneyleri buzdolabı sıcaklık ayar değerleri -24/4°C'e çekilerek yüksek debili fan ile gerçekleştirilmiştir. Buzdolabı sıcaklık değerleri değiştirildikten sonra bir gün beklenmiş ve buzdolabının tüm kabinlerinin birbirini tekrar eden sıcaklık salınımları yaparak dengeye gelmesi sağlanmıştır.

Belirtilen mevcut şartlarda deneyler esnasında elde edilen ortalama buharlaşma sıcaklığı ortalama olarak -26/-27°C aralığında olmaktadır. Gerçekleştirilen deneyler esnasında hazne içerisindeki sıcaklıklar ise; 21.7°C'den 0°C'e gelme süresince ortalama -21/-22°C aralığında; 21.7°C'den donana kadar (-1°C) ise hazne iç sıcaklık ortalaması -23/-24°C aralığında olmaktadır. Belirtilen sıcaklık ayar değerleri koşulunda buharlaşma sıcaklığı ile hazne içi ortalama sıcaklık değişim grafiği yarım altıgen buz kabı için örnek teşkil etmesi bakımından sırasıyla Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'de görülebilmektedir.



Şekil 4.14 : -24/4°C 'de yüksek debili fan deneylerinde buharlaşma sıcaklığı değişimi.



Şekil 4.15 : -24/4°C' de yüksek debili fan deneylerinde hazne iç sıcaklık değişimi.

Belirtilen dördüncü durum şartlarındaki deneyler karşılaştırıldığında en hızlı donma süresinin diğer tüm deney durumlarının aksine yarım silindir buz kabının dik konumu için sağlandığı görülmektedir. Dördüncü durum deneylerinde yarım silindir deneyleri en hızlı donma süresine sahip olup bunu yakın olarak yarım altıgen deneyleri takip etmektedir. Yarım kare buz kabı deneyleri ise diğer kaplardan bir kaç dakika daha yüksek donma süresini sağlamışlardır. Özellikle yarım kare buz kabında dik konumda 39 dakika gibi yüksek donma süreleri görülmüştür.

Yapılan tekrar deneylerinde gün içi şartlarının donma sürelerini etkilemediği görülmüştür. Ayrıca akış önündeki iki farklı konumda dördüncü durum deneylerinden elde edilen tüm süreler Çizelge 4.11'de verilmiştir.

Çizelge 4.11 : Dördüncü durum deneyleri ve elde edilen su donma süreleri.

	Donma Süresi - dk (21.7°C → -1°C)		
Konum	Yarım Silindir	Yarım Altıgen	Yarım Kare
Paralel	33.8	35.3	37
Parelel	34.8	35.7	38.4
Dik	32.3	34.5	39.2
Dik	33.5	37.7	38.5

Ayrıca dördüncü durum deneylerinde konuma göre farklı buz kaplarının ortalama olarak soğuma ($25^{\circ}\text{C} \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$) ve faz değiştirme süreleri (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$) Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.12 : Buz kabı konumlarına göre soğuma ve donma süreleri.

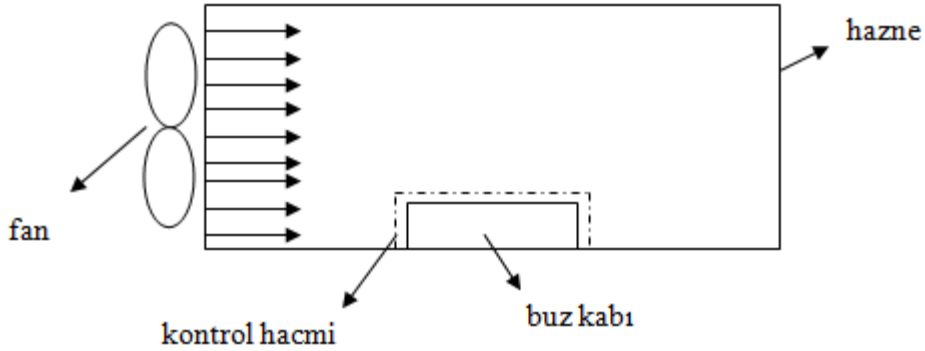
Geometriler	Paralel konum (dk)		Dik Konum (dk)	
	Soğuma ($21.7 \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$)	Faz Değ. (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$)	Soğuma ($21.7 \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$)	Faz Değ. (0°C , $0 \rightarrow -1^{\circ}\text{C}$)
Yarım silindir	9-10	24-25	9-10	23-24
Yarım kare	11-13	25-26	11-12	26-27
Yarım altıgen	11-12	24-25	11-12	23-25

Çizelge 4.12'ye göre 0°C 'ye soğuma süreleri birbirine çok yakın olmalarına karşın en kısa sürenin yarım silindirde olduğu görülmektedir. Ayrıca faz değiştirme süreleri incelendiğinde ise sürelerin birbirine yakın fakat yarım kare buz kabında en fazla olduğu görülmektedir. Sonuç olarak; dördüncü durum deneylerinde en iyi sürelerin az farklada olsa yarım silindirde olduğu; ardından ise yarım altıgen buz kabının geldiği görülmüştür. Yarım kare buz kabı ise diğer durum deneylerinde görüldüğü gibi en yavaş donma sürelerine sahip olmuştur. Özellikle dik konum yerleşiminde, yarım kare buz kabı donma süresinin yarım silindir donma süresinden %13-15 daha yavaş olduğu görülmektedir.

4.3.2 Ortalama ısı taşınım katsayısı hesabı

Gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda suyun buz olma süresine etki eden en önemli parametrelerden birinin hazne içerisinde buz kabı çevresindeki yerel ısı taşınım katsayısı olduğu bilinmektedir. Hazne içerisine yerleştirilen buz kaplarına su koyulduğu andan itibaren ortamdaki ısı transfer mekanizması buz kabı çevresinde işlemektedir. Bilindiği üzere ısı transferi; iletim, taşınım ve ışıınım olarak bilinen üç yol ile gerçekleşebilir. Isı transferinin gerçekleştiği kontrol hacmi buz kabı geometrisinin yakın çevresi olarak kabul edilmiştir. Buna göre; buz kabı etrafındaki ısı transferi olayının iletim ve taşınım ile gerçekleştiği kabul edilmiş, ışıınım etkisi ise ihmal edilmiştir.

Deneylerin gerçekleştirilmesi esnasında kullanılan buz kapları hazne tabanına yerleştirilmektedir. Hazne tabanına göre yaklaşık 20 mm yukarıda bulunan fandan üflenene hava, direkt olarak buz kabı üzerinden üflenmektedir. Yani buz kabı için gerçekleşen ısı transferi olayları; hazne tabanından iletim etkisi ve havanın buz kabı yüzeylerinden ve su üzerinden geçmesi sonucunda oluşan taşınım etkisi şeklinde gerçekleşmektedir. Buz kaplarının tümü 50 cc su alabilecek şekilde tasarlanmıştır. Buz kabı etrafında var olduğu kabul edilen kontrol hacminde, belirtilen miktardaki suyun belirli bir süre içerisinde önce 0°C'e kadar soğuyabilmesi, daha sonrada faz değiştirerek donabilmesi kadar gerekli ısı transferinin gerçekleşmesi gerekmektedir. Deney sisteminin şematik görünüşü ve kabul edilen kontrol hacmi Şekil 4.16'da görülmektedir.



Şekil 4.16 : Deneysel sistem şeması ve kontrol hacmi.

Suyun buz kabına koyulduktan itibaren buz oluşum anına kadar bir takım kompleks mekanizmalar gelişmektedir. Öncelikle suyun ısı iletim katsayısı su soğudukça azalmaktadır. Ayrıca suyun yoğunluğu da +4°C'e kadar artarak en yüksek seviyeye ulaşmakta, ardından giderek azalmaktadır. Çünkü; suyun hacmi donmaya doğru giderken artmakta ve buzun yoğunluğu sudan az duruma gelmektedir. Ayrıca suyun ve buzun ısı iletim katsayıları da farklılık göstermektedir.

Deney sisteminde yapılan yerel ısı taşınım katsayısı hesabı, suyun buz kabına koyulduktan kısa bir zaman sonraki su içerisindeki ısı çiftler tarafından ölçülen ilk sıcaklıktan, 0°C'e gelene kadarki (faz değişiminin başlangıcı kabul edilen sıcaklık) gerçekleşen kısmı için hesaplanmıştır. Yapılan hesaplama için öncelikle buz kapları ile yapılan ve elde edilen deney sonuçlarına göre farklı buz kapları için deney başlatıldıktan kısa bir süre sonra buz kabı içerisindeki ısı çiftler tarafından ölçülen sıcaklık ile faz değişiminin başladığı kabul edilen sıcaklık arasında geçen süreye

bakılmaktadır. Bu süre içerisinde belirlenen ΔT sıcaklık farkına göre sudan ne kadar miktarda ısı çekildiği klasik ısı transferi formülü ile hesaplanmıştır. Bu formülden elde edilen değer joule ısı biriminde olup, deneylerden elde edilen her bir buz kabı deneyi için kabul edilen faz değişim sıcaklığına kadar geçen süreler kullanılarak suyun bu süre içerisinde soğutulması için sudan çekilmesi gereken güç W cinsinden hesap edilmiştir. Elde edilen değerlere karşılık olarak her bir deney için buz kabı yüzeylerinden transfer olan taşınım ile ısı transferi miktarı ve buz kabının tabanından gerçekleşen iletimle ısı transferi miktarı W cinsinden bulunmaya çalışılmıştır. Yani buz kabından taşınım ile ve iletimle çekilen ısı miktarı buz kabından deneyler sonucu belirlenen sürede çekilmesi gereken ısıya eşit olmalıdır. Kurulan eşitliklerde kullanılan formüller (4.3) eşitliğinde sunulmuştur [12].

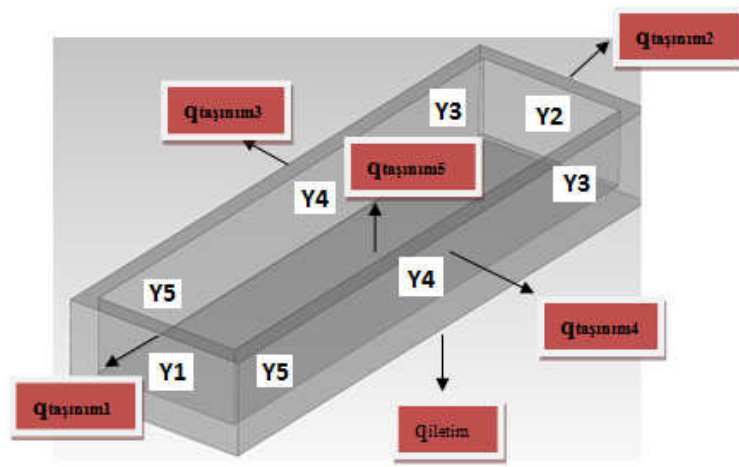
$$Q_{su \text{ soğuma}} = \frac{m \times c \times \Delta T}{t}$$

$$Q_{taşınım} = h \times A \times \Delta T \quad (4.3)$$

$$Q_{iletim} = \frac{k \times A \times \Delta T}{l}$$

Verilen denklemlerden ilki sudan deney sonuçlarına göre çekilmesi gereken ısı miktarıdır. Denklemden belirtilen m suyun kütlesini, c suyun özgül ısısını, ΔT suyun ilk ve son sıcaklık farkını, t ise suyun ilk ve son sıcaklık farkı arasındaki soğuma süresini temsil etmektedir. İkinci denklem ise; Newton'un soğuma kanunu olup buz kabı yüzeylerinden ortam çevre havasına taşınım ile ısı transferini temsil etmektedir. Burada h , buz kabı yüzeyi ile ortam havası arasındaki yerel ısı taşınım katsayısını, A buz kabı yüzey alanlarını, ΔT buz kabı yüzeylerinin ilk ve son sıcaklık toplamı ortalaması ile hazne ortam havası sıcaklık ortalaması arasındaki farkı göstermektedir. Ayrıca buz kabı üst yüzeyinden sudan ortam havasına gerçekleşen taşınım ile ısı transferinde ΔT olarak; suyun soğuma süresi boyunca ilk ve son sıcaklık ortalamaları ile soğuma süresi boyunca ilk ve son ortam hava sıcaklık ortalamalarının logaritmik sıcaklık farkı alınmıştır. Üçüncü denklem ise; sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletimini ifade eden Fourier yasasını temsil etmektedir. Bu denklem buz kabının hazne tabanına yerleştirilen taban kısmı için iletimle ısı transferini temsil etmektedir. Denklemden belirtilen k , buz kabının tabanına oturtulan plastik cam haznenin ısı iletim katsayısını, A buz kabı taban yüzey alanını, ΔT buz kabı yüzeyinden deneyler boyunca alınan ilk ve son sıcaklıklar toplamının ortalaması ile buz kabı taban alanına

karşılık gelen plastik cam haznenin alt dondurucu bölmeye açılan yüzey alanından alınan sıcaklık ortalaması arasındaki farkı göstermektedir. Yani buz kabı tabanındaki plastik cam hazne üzerinden alınan sıcaklık ile haznenin alt kısmında dondurucu bölme tarafındaki yüzeyi arasındaki iletimle ısı transferi dikkate alınmıştır. Tüm bu hesaplamalar sonucunda elde edilmeye çalışılan; **(4.3)** eşitliğinde verilen ikinci deklemdaki h ısı taşınım katsayısıdır. Her bir buz kabı ile yapılan deney için denklem sistemleri kurulmuş ve elde edilmeye çalışılan h değerleri çekilerek hesap edilmiştir. Buz kaplarından soğuma süreleri boyunca hesaplanan ısı transferi mekanizmalarının şematik görünüşü Şekil 4.17'de görülebilmektedir.



Şekil 4.17 : Buz kaplarından soğuma süreleri boyunca hesaplanan ısı transferi mekanizmaları.

Yapılan yerel ısı taşınım katsayısı hesaplarından bir tanesi örnek olması bakımından aşağıda sunulmuştur. Ele alınan hesap, yarım altıgen buz kabının dik konumunda, buzdolabı orjinal fanı ile $-18/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ayar şartlarında gerçekleştirilen deneydir. Örnek deney boyunca su soğuma hesabı için veriler Çizelde 4.13'de görülebilmektedir.

Çizelge 4.13 : Su soğumasında formül çarpanları.

Formül çarpanları	Miktarlar	Birimler
Kütle (m)	50	g
Özgül ısı (c)	4.187	j/g. $^{\circ}\text{C}$
İlk su sıcaklık ort (T_{ilkort})	21	$^{\circ}\text{C}$
Son su sıcaklık ort (T_{sonort})	-0.1	$^{\circ}\text{C}$
Geçen süre (Δt)	12.38	dk.

Çizelge 4.13'de verilenlere göre **(4.3)** eşitliğindeki birinci denklem kullanılarak suyun soğuması için deney sonucunda elde edilen soğuma süresine göre çekilmesi gereken güç miktarı hesaplanmıştır.

➤ $Q_{su \text{ soğuma}} = 5.95 \text{ W}$

Bulunan bu değerin karşılığı olarak, sudan çekilmesi (soğuması için) için gerekli güce karşılık iletim ve taşınım denklemlerinden gelen ısı transferi olayları yerleştirilmiştir. Taşınım denklemlerindeki h (ortalama yerel ısı taşınım katsayısı) değeri çekilerek aranan h değeri bulunmak istenmektedir. Ele alınan örnek problem için tek bir yüzeye ait formül çarpanları Çizelge 4.14'de görülebilmektedir.

Çizelge 4.14 : Yarım altıgen buz kabı dik konumunda akışa bakan yüzeyi için (Y1) formül çarpanları.

Formül çarpanları	Miktarlar	Birimler
Yerel ısı taşınım kats. (h)	?	W/m^2K
Ortam hava sıc. (T_{ort})	-21	$^{\circ}C$
İlk yüzey sıcaklığı (T_{yilk})	0	$^{\circ}C$
Son yüzey sıcaklığı (T_{yson})	-9.24	$^{\circ}C$
Isı transfer yüzey alanı	0.000661	m^2

Çizelge 4.14'de belirtilen formül çarpanları diğer tüm yüzeyler için (Y1, Y2, Y3, Y4, Y5) hesap edilmiştir. Buz kaplarının uzun kenarlarına ait yüzeylerden iki kenar için de gerçekleşen ısı transferi miktarı eşit kabul edilerek yaklaşım yapılmıştır. Ayrıca uzun kenardan üç adet sıcaklık alındığından dolayı uzun kenara ait yüzey alanı üç eşit parçaya bölünerek her bir parça için elde edilen sıcaklıklar için ayrı ayrı hesaplanarak elde edilen değerler toplanmış ve uzun kenara ait yüzey alanlarından gerçekleşen ısı transferi miktarına ulaşılmıştır. Kısa kenarlara ait yüzeylerden ise birer adet sıcaklık alınmıştır. Ayrıca buz kaplarının hazneyle temas halindeki tabanlarından üçer adet sıcaklık alınmış ve iletimle ısı transferinde bu sıcaklıkların ilk ve son ortalaması kullanılmıştır.

Diğer yüzeylere ait taşınım ve iletimle elde edilen ısı transferi miktarları için denklemler kurulduktan ve eşitlendikten sonra iterasyon yöntemi kullanılarak h katsayısı elde edilmeye çalışılmıştır. Örnek olarak verilen yarım altıgenin dik pozisyonuna ait $-18^{\circ}C$ 'deki ortamda orijinal fan ile elde edilen ortalama yerel ısı

taşıyım katsayısı $17.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur. Deneysel durumlarda (1. , 2. , 3. ve 4. durumlar) her bir geometriden konumlarına ve deney şartlarına göre elde edilen ortalama yerel ısı transfer katsayıları Çizelge 4.15, 4.16, 4.17 ve 4.18'de görülebilmektedir.

Çizelge 4.15 : 1. Durum deneyleri yerel ısı taşıyım katsayıları.

1. Durum Deneyleri Paralel Konum		
Geometriler	Süre (dk)	$h_{ort} (\text{W/m}^2\text{K})$
Yarım Silindir	10-11	25
Yarım Kare	14-15	15.4
Yarım Altıgen	13-14	17.6
1. Durum Deneyleri Dik Konum		
Geometriler	Süre (dk)	$h_{ort} (\text{W/m}^2\text{K})$
Yarım Silindir	10-12	25.1
Yarım Kare	13-14	14.2
Yarım Altıgen	11-13	17.8

Çizelge 4.16 : 2. Durum deneyleri yerel ısı taşıyım katsayıları.

2. Durum Deneyleri Paralel Konum		
Geometriler	Süre (dk)	$h_{ort} (\text{W/m}^2\text{K})$
Yarım Silindir	10-11	22.8
Yarım Kare	13-14	15.8
Yarım Altıgen	12-13	17.1
2. Durum Deneyleri Dik Konum		
Geometriler	Süre (dk)	$h_{ort} (\text{W/m}^2\text{K})$
Yarım Silindir	10-11	24.7
Yarım Kare	13-14	16.2
Yarım Altıgen	11-12	18.9

Çizelge 4.17 : 3. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.

3. Durum Deneyleri Paralel Konum		
Geometriler	Süre	h_{ort}
Yarım Silindir	10-11	30.7
Yarım Kare	10-12	27.3
Yarım Altıgen	12-13	22.5
3. Durum Deneyleri Dik Konum		
Geometriler	Süre	h_{ort}
Yarım Silindir	09-10	29.7
Yarım Kare	11-12	21,2
Yarım Altıgen	10-11	23.3

Çizelge 4.18 : 4. Durum deneyleri yerel ısı taşınım katsayıları.

4. Durum Deneyleri Paralel Konum		
Geometriler	Süre	h_{ort}
Yarım Silindir	09-10	31
Yarım Kare	11-13	24
Yarım Altıgen	11-12	22.7
4. Durum Deneyleri Dik Konum		
Geometriler	Süre	h_{ort}
Yarım Silindir	09-10	27.3
Yarım Kare	11-12	16.3
Yarım Altıgen	11-12	17.8

Elde edilen h yerel ısı taşınım katsayıları karşılaştırıldığında, birinci durum deneylerinde dik konum ile paralel konum yerleşimi arasında ısı taşınım katsayılarında fazla bir fark görülmemektedir. Ayrıca; aynı fan ile farklı sıcaklıklarda çalışılan birinci ve ikinci durum deneyleri arasında da soğuma süresi boyunca çok fazla bir fark olmadığı görülmüştür. Üçüncü durum deneyleri soğuma süresince oluşan ısı taşınım katsayıları dik ve paralel konumları için incelendiğinde; yarım kare buz kabında dik konuma geçildiğinde %20'e varan bir azalma meydana geldiği, diğer durumlarda ise pek fazla değişiklik olmadığı görülmektedir. Aynı sıcaklık şartlarında farklı fanlar ile gerçekleştirilen deneyler olarak birinci ve üçüncü durum deneylerinde paralel konum için yarım kare buz kabı taşınım katsayısında %77'e

varan bir artış sağlandığı gör÷lmektedir. Ayrıca yine birinci ve üçüncü durum paralel konum deneyleri arasında yarım silindir ve yarım altıgende ısı taşınım katsayısında %20'e varan artış olduğu gör÷lmektedir. Yine üçüncü ve birinci durum dik deneyleri arasında da belli bir artış olduğu gör÷lmektedir. Özellikle yine yarım kare buz kabında %50'e varan bir ısı transferi artışı göze çarpmaktadır. Dördüncü durum deneyleri kendi içerisinde dik ve paralel konumlara göre incelendiğinde paralel konum için ısı transfer katsayılarının dik konuma göre daha fazla olduğu gör÷lmektedir. Dördüncü durum deneyi aynı sıcaklık koşulları farklı fan şartı için ikinci durum deneyleri ile karşılaştırıldığında; paralel konum için buz kaplarında %30-50 arasında artışlar olduğu, dik konumda ise ciddi farklar olmadığı gör÷lmüştür.

5. PIV ÇALIŞMALARI VE SAYISAL MODELLEME

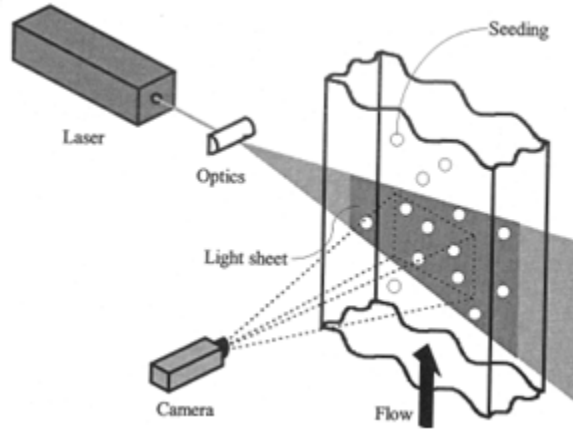
5.1 PIV Çalışmaları

Tez çalışmaları kapsamında kullanılan buz kaplarının deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği buzdolabı dondurucu bölme içerisindeki akış koşullarını görsellemek amacıyla PIV (Particle Image Velocimetry) çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın gerçekleştirilmesindeki amaç; orjinal bölme içerisinde deneysel çalışmalarda kullanılan fanlar ile buz kapları etrafında sağlanan gerçek akış koşullarının elde edilmesidir. Elde edilen gerçek akış koşulları ile ortamdaki hava akışı hakkında bilgi sağlanması amaçlanmıştır. Bu sayede, sayısal modelleme çalışmalarında kullanılacak olan akış modeli hakkında bilgi sahibi olunarak, kullanılan buz kapları etrafındaki hava akışının paket program kullanılarak görsellenmesi amaçlanmıştır. Kullanılan buz kapları, akışkanlar mekaniği problemlerinde sıkça karşılaşılan, literatür kısmında da sıkça bahsedilen engel cisimler üzerinden akış geçirilmesi ile ilgili bir problemi oluşturmaktadır.

PIV sistemleri, akış içerisindeki özel parçacıkların (seeding) akış ile birlikte hareket etmesi ile akışa ait hız değerlerini belirlemekte kullanılmaktadır. Hız değerlerinin tespiti ile akışa ait akım fonksiyonları ve vorteks hareketleri incelenebildiği gibi kanal akışlarında kanal içinden geçen debi değeri de hesaplanabilmektedir. PIV deneylerinde kullanılan ekipmanlar:

- Yüksek çözünürlüklü kameralar
- ND-YAG Lazer
- HUB (Lazer ve Kameranın ortak çalışmasını sağlayan kontrol cihazı)
- Gerekli donanıma sahip bilgisayar
- Travers
- Duman jeneratörü

PIV deney düzeneğinin şematik hali Şekil 5.1’de görülebilmektedir.



Şekil 5.1 : PIV deney düzeneği şematik görünüşü [15].

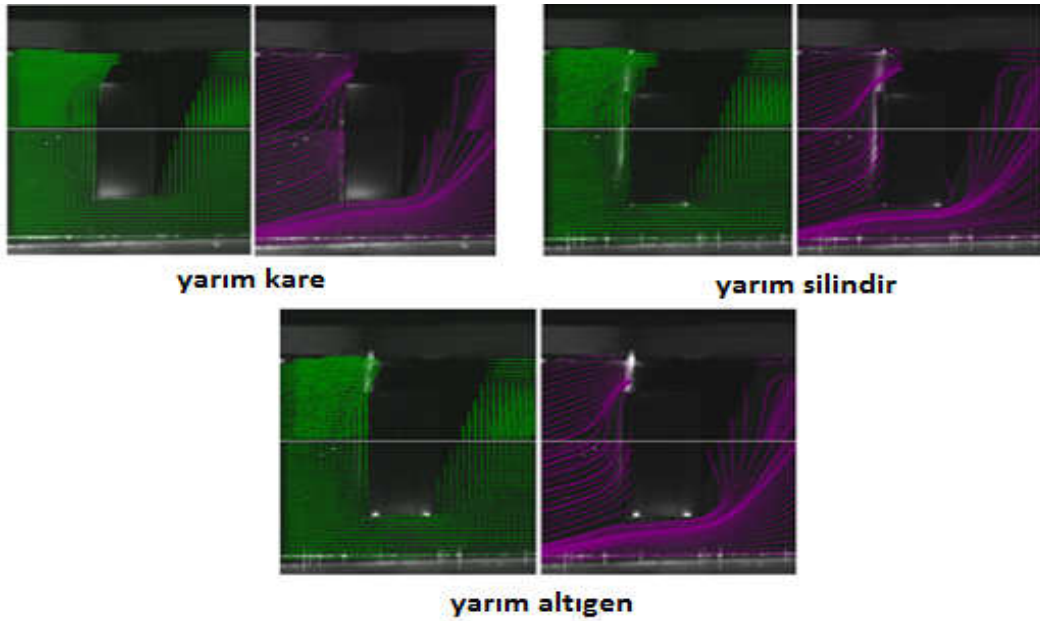
PIV deneyleri, buz yapma deneylerinin yürütüldüğü buzdolabı dondurucu haznesinde aynı geometrik ve yapısal şartlar içerisinde yürütülmüştür. Prototipte, dondurucu bölme hazne üst ve sol duvarları (önden bakınca) iç kısım görülecek şekilde kesilmiştir. PIV yapılabilecek hale getirilen orjinal dört kapı buzdolabında (buz yapma deneylerinde kullanılan dolap ile aynı), deneylerde kullanılan fanlar ile çalışılmıştır. Çekimler; PIV kamerası üstten ve soldan, ışın cihazıyla sol ve üstten bakacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada her bir buz kabı ve konumu için 100’er adet görüntü çekimi yapılmış ve bu çekimlerin ortalaması alınmıştır. PIV deney düzenekleri Şekil 5.2’de görülebilmektedir.



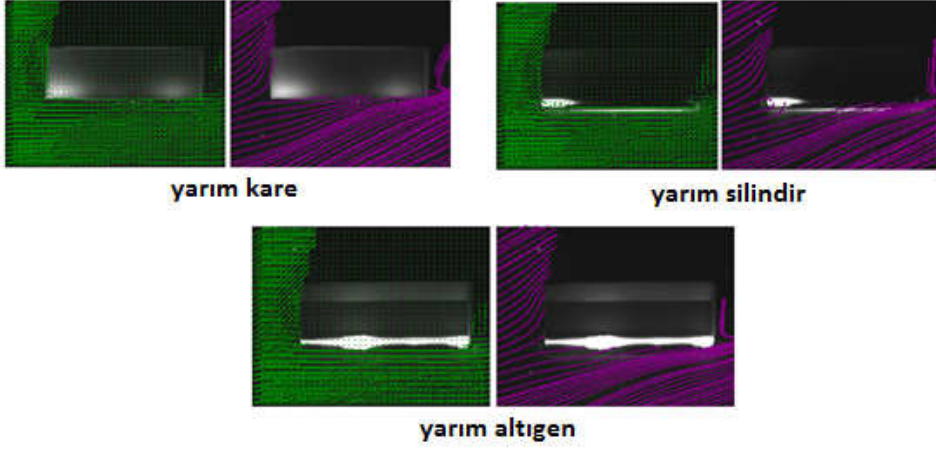
Şekil 5.2 : PIV deney düzenekleri; kamera ile üstten bakış (solda), kamera ile soldan bakış (sağda).

PIV deneyleri sonucunda tüm buz kaplarının iki konumu için de üstten ve soldan bakış için görülecek akım çizgileri ve hız eğrileri çıkarılmıştır. Çıkarılan akım çizgileri ve hız eğrileri yardımıyla hazne içerisindeki gerçek akış koşulları hakkında yorum yapılmaya çalışılmıştır. Buz kabı etrafında gerçekleşen akış karakteristiğine karar verilmiştir.

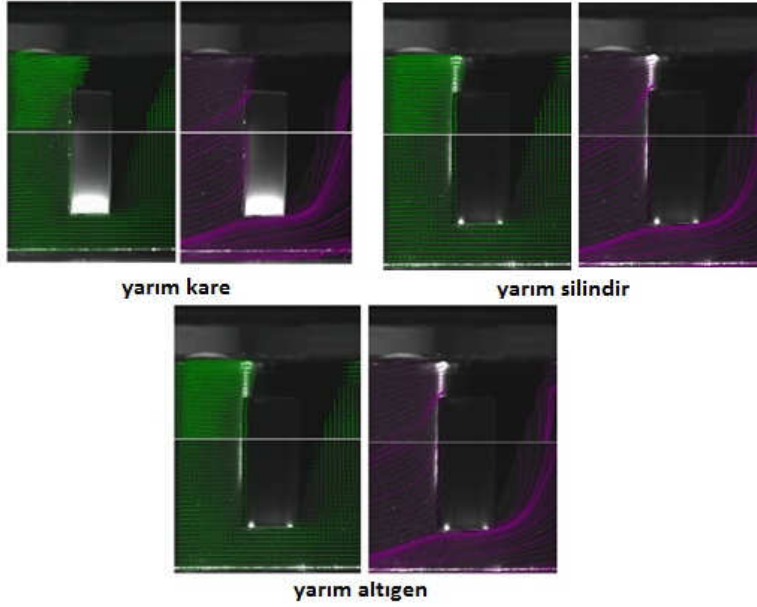
PIV’de gerçekleştirilen ilk çalışmada, hazne içerisine yerleştirilen buz kaplarının iki konum için de kamera ile üstten bakılarak akış incelenmiştir. Bu çalışmada sadece buz kabı üzerine gelen ve buz kabından hemen sonraki alan incelenmiştir. Buz kabının akış yönünde kalan sol tarafına düşen gölgeler sebebiyle bu kısımdaki akışın bir kısmı gözlenememiştir. Orijinal ve yüksek debili fan ile yapılan PIV ölçümlerinde, iki fan için de buz kapları üzerinden geçen akışın simetrik olmadığı görülmüştür. Buz kapları üzerine gelen akım çizgilerine bakıldığında akım çizgilerinin akış yönüne göre sağa doğru yoğunlaştığı görülmektedir. Ayrıca elde edilen hız vektörleri incelendiğinde, akışın buz kabı engel cismine gelmeden önce yön değiştirerek akış tarafından bakıldığında sola doğru yönlendiği görülmektedir. Aynı durum akışın buz kabını geçtikten sonraki durumu için de görülebilmektedir. Buzdolabı orjinal ve yüksek debili fanı kullanıldığında buz kaplarının paralel ve dik yerleştirilmeleri sonucu elde edilen akım çizgileri ve hız vektörleri Şekil 5.3, Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’da görülebilmektedir.



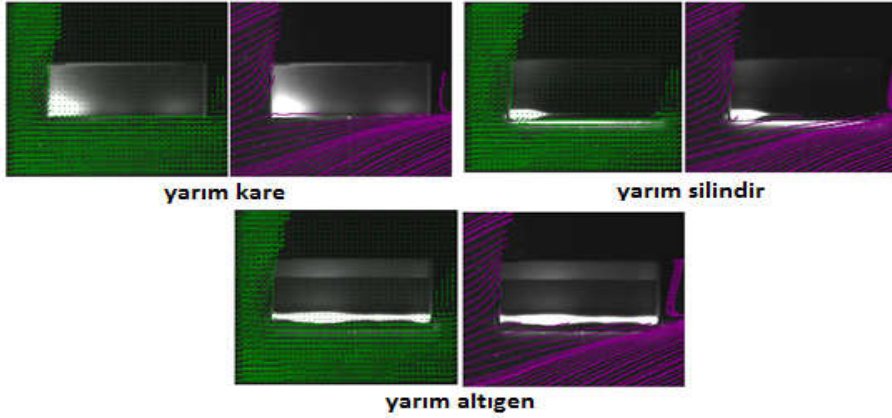
Şekil 5.3 : Orijinal buzdolabı fanı önünde paralel buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.



Şekil 5.4 : Orijinal buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.



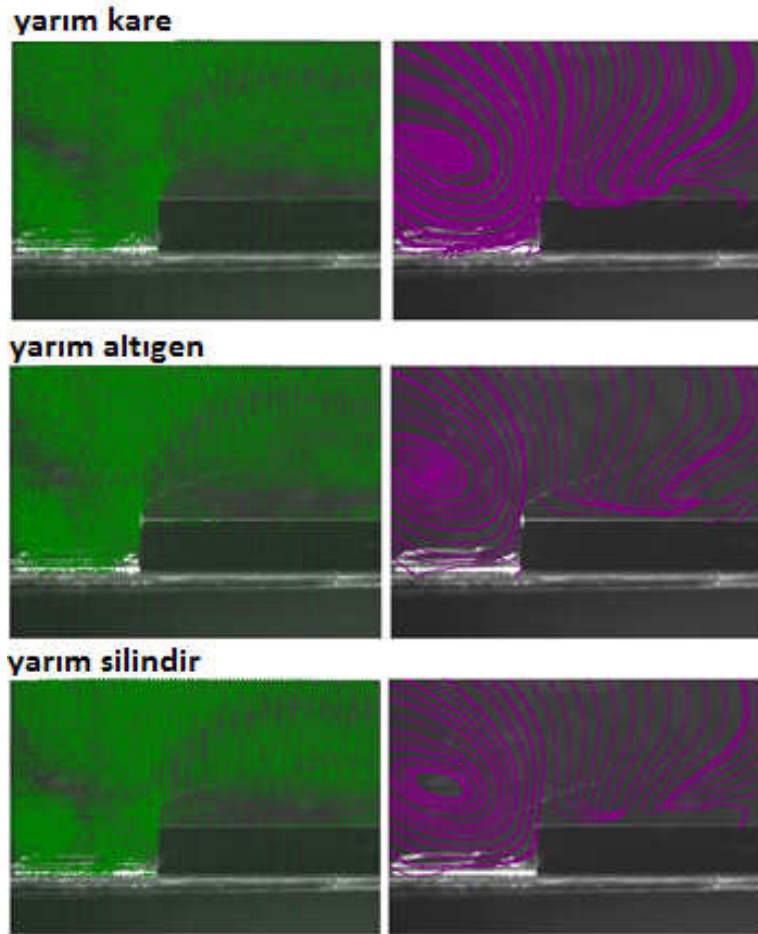
Şekil 5.5 : Yüksek debili buzdolabı fanı önünde paralel buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.



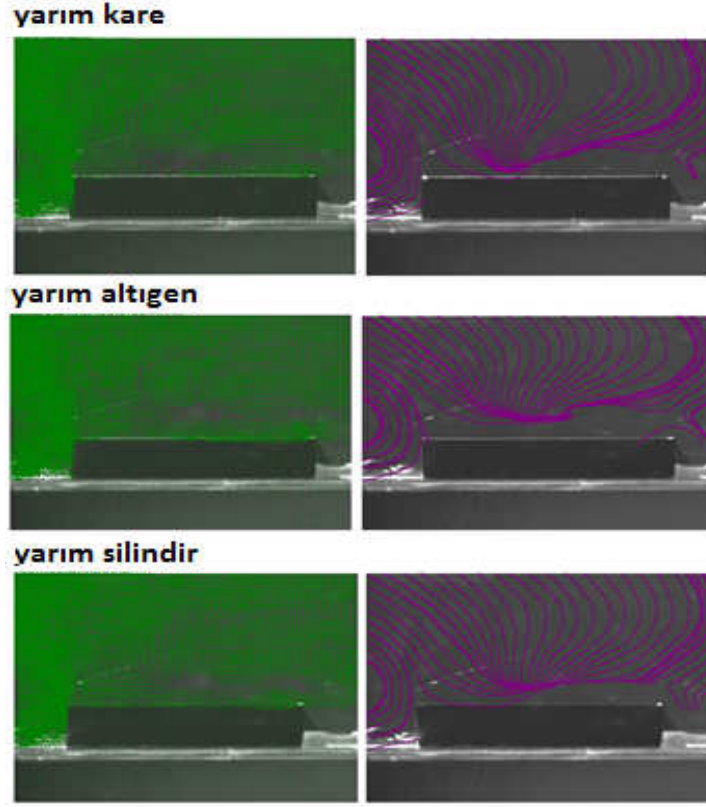
Şekil 5.6 : Yüksek debili buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.

Yapılan ilk PIV çalışmasına bakıldığında üstten bakış için incelenen akış şartlarında akış içerisinde bir simetriye rastlanmadığı ve akışın bir tarafa doğru yönlendiği görülmektedir. Akışın yönlenmesindeki en önemli sebebin hazne fanı tarafından kaynaklandığı düşünülmektedir. Kullanılan orjinal ve yüksek debili fanlar saat yönünün tersine dönmektedir. Fan karakteristiklerine bağlı olarak akışın kendini dönme yönündeki bir tarafa doğru yasladığı sonucuna varılmıştır. Bu durum sonucunda hazne içerisindeki akışın türbülans karakteristikli olabileceği düşünülerek ikinci aşama PIV deneyleri yapılmıştır.

İkinci aşama PIV deneylerinde PIV kamerası ile akışa soldan (hazneye önden bakışa göre) bakılmıştır. Bu deneyler buz kaplarının sadece dik konumları için gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerdeki amaç birincil olarak akışın buz kabına geliş karakteristiğini kontrol etmek, ikincil olarak akışın engel dik buz kaplarına çarptıktan sonraki durumunu görmektir. Yapılan ikinci PIV çalışmalarına ait tüm buz kapları için akım çizgileri ve hız vektörleri Şekil 5.7 ve 5.8'de görülebilmektedir.



Şekil 5.7 : Orjinal buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.



Şekil 5.8 : Yüksek debili buzdolabı fanı önünde dik buz kaplarına ait hız vektörleri ve akım çizgileri.

Yapılan ikinci PIV çalışmalarında orjinal fan deneyleri 80 mm yükseklikte ve buz kabına 60 mm mesafede gelen akış incelenecek şekilde gerçekleştirilmiştir. Buna göre Şekil 5.7'de görüldüğü üzere dik buz kabı üzerine gelen akış spiral (helicoidal) dönel bir yapıya sahip olup akışın engel cisme gelmeden önce bir türbülansa sahip olduğu ve engel cisme çarptıktan sonra da yükselerek yine düzensiz akışa devam ettiği görülmektedir. Yüksek debili fan için akışın giriş ve çıkış tarafından 20 mm mesafedeki durumu incelenmiştir. Buna göre; yüksek debili fanda da akışın engel buz kaplarına türbülanslı bir akış yapısına sahip spiral şekilde yaklaştığı ve engel cismi terk ettiğinde yine girdaplı bir yapıya sahip olduğu görülmektedir.

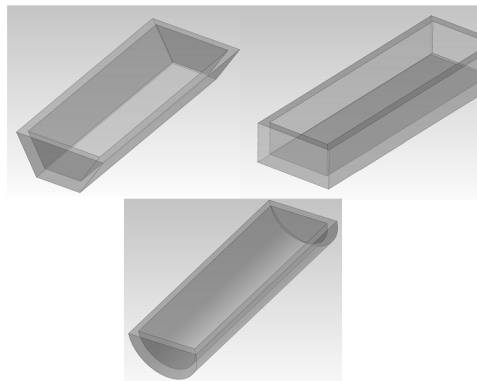
PIV sonuçlarına göre engel cisimler olarak kabul edilen buz kapları üzerine gelen akış koşullarının sayısal modellemesi yapılmıştır. Sayısal modelleme için akış şartı türbülans modeli olarak seçilmiştir. Çünkü; yapılan birinci PIV sonucunda akışın üstten bakıldığında dönüş yönüne ve fan yerleşimine bağlı olarak akışın bir tarafa yaslandığı, ikinci PIV sonucunda da soldan dik konumdaki buz kaplarına bakıldığında ise akışın engel cisimler üzerine geliş ve ayrılışlarında türbülanslı bölgelerin gelişmekte olduğu sonucuna varılmıştır.

5.2 Sayısal Modelleme

Bu kısımda bilgisayar ortamında çizilen buz kabı modelleri ile deneyler kapsamında çalışılan buz kapları üzerinden geçen akış koşulları sayısal olarak incelenmiştir. Engel cisimler üzerinden geçen akış konusu literatür araştırmalarında çok genişçe yer alan bir konu olarak bilinmektedir. Tez kapsamında yapılan ve birinci bölümde belirtilen literatür araştırmasına göre; Nakamura ve diğ. (2003) tarafından yapılan çalışmada akış önüne eğimli ve düzgün yerleştirilen küp üzerinden geçen akışın incelenmesi, Saha (2005) tarafından yapılan çalışmada yüksek Re sayılarında kübik bir cisim üzerinden geçen akışın incelenmesi, Culham ve diğ. (2001) tarafından yapılan çalışmada laminar ve zorlanmış akış önündeki kübik cisimlerin sonlu hacimler yöntemi ile incelenmesi, Farhadi ve Sedighi (2006) tarafından yapılan çalışmada bir kanal içerisinde tabana art arda yerleştirilmiş küpler ile ilgili türbülanslı akış için geniş girdap simülasyonu (LES) çalışmalarında bulunulmuştur.

Tez kapsamında yapılan sayısal modelleme çalışmalarındaki amaç; akış önündeki engel cisimler olarak deneysel çalışmalarda kullanılan buz kapları üzerinden geçen akışın, teorik olarak deneysel sınır koşulları yardımıyla bilgisayar ortamında incelenmesidir. Literatür çalışmalarında birçok geometri üzerinden geçen akışın belirli durumlardaki akış durumları için incelendiği ve bu tür geometrilerin akış önündeki davranışları hakkında bir sonuca varıldığı görülmüştür. Bu bakımdan akış önünde engel oluşturan tez kapsamında kullanılan geometrilerin, kabul edilen deneysel sınır şartlarına göre davranışları bu bölüm kapsamında sayısal olarak incelenmiş ve davranışları birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

5.2.1 Mevcut buz kaplarının katı modelleri



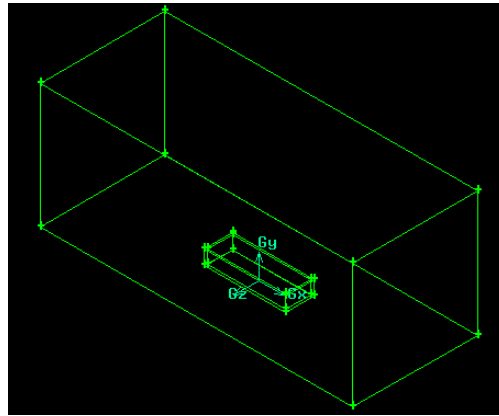
Şekil 5.9 : Deneylerde kullanılan buz kaplarının CAD çizim modeli.

Şekil 5.9'da deneyler ve sayısal modelleme kapsamında kullanılan buz kalıplarının SOLIDWORKS ticari yazılımında oluşturulan CAD modeli görülmektedir. Oluşturulan modeller prototipte üretilirerek deneysel çalışmalarda kullanılmıştır.

5.2.2 Üç boyutlu ağ modelleri

Analizlerde kullanılmak üzere, gerçekleştirilen deneyler ile benzer sınır koşulları ve yapılarda çözüm ağı modelleri oluşturulmuştur. Ağ modellerinin oluşturulmasında ticari Gambit (2.3.16) paket programı kullanılmıştır. Model ağları oluşturulurken gerçek sınır koşulları dikkate alınmış ve programda bu şekilde tanımlanmıştır.

Modellemeye ilk adım olarak buz kaplarının içerisine yerleştirildiği hazne ile birlikte buz kabı ve haznenin merkezleri çıkışacak şekilde yerleştirilmesi ile başlanmıştır. Hazırlanan hazne ve buz kabının yerleşim durumuna örnek yarım kare buz kabının dik yerleşimi için Şekil 5.10'da görülebilmektedir.



Şekil 5.10 : Gambit'te ağ örümünden önce hazne ve buz kabı düzenlemesi.

Yapılan modelde dış hazne, buz kabı ve su olarak üç adet hacim tanımlanmıştır. Ardından bu hacimler birbirinden büyükten küçüğe doğru sıra ile çıkarılarak akış önündeki çözümde sadece buz kabı geometrisi etrafındaki akışın daha hassas çözülmesine çalışılmıştır.

İkinci adım olarak; buz kabı etrafındaki akışın daha hassas olarak incelenebilmesi için buz kabı dış yüzeylerine sınır tabaka (boundary layer) atanmıştır. Sınır tabakada ilk sınır tabaka yükseliği 0.2, gelişim faktörü (grow rate) 1.25 ve sınır tabaka katman sayısı 7 olarak girilmiştir. Seçilen bu değerler sayesinde uygun, kontrollü sınır tabaka büyümesi sağlanmıştır.

Üçüncü adımda hacimsel ağ örümü gerçekleştirilmiştir. Hacimsel ağ örümü, buz kabı etrafında örülecek ağların fazla olabilmesi ve hazne içerisindeki fiziksel ortam

sebebiyle modelin çözüm ağı dörtyüzlü (tetrahedral) hücreleme ile oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerin tümünde aynı şekilde ağ örülmeye çalışılmıştır. Model konumları ve elde edilen örülü ağ sayıları Çizelge 5.1'de görülebilmektedir.

Çizelge 5.1 : Geometrilere göre ağ sayısı.

Ağ Geometrisi ve Konumu	Ağ Sayısı
Altıgen - Paralel	653857
Silindir - Paralel	856654
Kare - Paralel	650784
Kare - Dik	482525
Altıgen - Dik	519810
Silindir - Dik	518320

Çözüm ağının kalitesini belirleyen çarpıklık değeri (skewness factor) en yüksek 0.9 değerindedir. Modellerde 0.9 ile 1 arasındaki çarpıklık değerleri ağ sayısına göre çok düşük yüzdelerde kalmaktadır. Bu değer çözüm ağı için iyi bir değer olarak gösterilebilir. Ayrıca modeller arasındaki ağ sayısının farklı olması hazne içerisine yerleştirilen buz kabının farklı konumları için ağ örülürken farklılaşmasından kaynaklanmaktadır. Ağ sayılarının farklı olması sonuçlar açısından önemi olmayan değişiklikler göstermektedir.

5.2.3 Ağ modellerinin sayısal çözümü

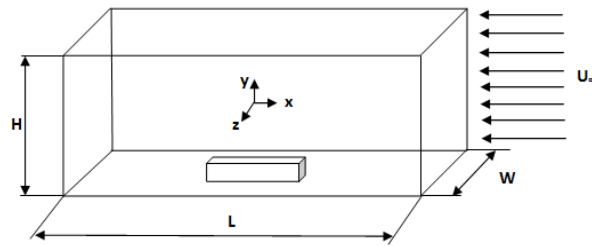
Oluşturulan ağ geometrileri ticari Fluent (6.3.26) paket programı kullanılarak çözülmüştür. Fluent çözümleri; basınç merkezli (pressure based), "Implicit" formülasyonla, zamandan bağımsız (steady), üç boyutlu (3D), "Green Gauss Cell Based" fonksiyonu ile çözülmüştür. Akış modeli olarak PIV sonuçlarından yapılan çıkarımla türbülanslı akış modellerinden "k-epsilon" modeli seçilmiştir. "k-epsilon" modeli standart olarak seçilmiştir.

Model ağlarının çözümünde iki ayrı çözüm yöntemi kullanılmıştır. Hazne içerisine dik olarak yerleştirilen modeller "Pressure Based - Coupled Solver" çözüm yöntemi ile çözülmüştür. Bu yöntemle ilgili yapılan araştırmalarına göre düşük hızlı, sıkıştırılamaz ve sıkıştırılabilir akış uygulamalarında kullanılabileceği görülmüştür. Belirtilen çözüm yöntemi ile ayrık çözümdeki yaklaşımlar elemine edilip, çözümü zor yapılarda hızlı ve doğru sonuç sağlamaktadır. Çözüm yöntemi içerisinde birinci

dereceden ayırıklaştırmalar (First Order Upwind) kullanılmış olup basınç "Standart" formda seçilmiştir. Rahatlatma faktörleri ve Courant sayısı değiştirilmemiştir.

Bunun yanında hazne içerisine paralel olarak yerleştirilen modeller "SIMPLE" çözüm yöntemi ile çözülmüştür. Çözüm yöntemi içerisinde birinci dereceden ayırıklaştırmalar (First Order Upwind) kullanılmış olup rahatlatma faktörlerinden basınç ve momentum sayıları bir miktar azaltılarak artıkların yeterince düşürülmesi sağlanmıştır. Çözümlerde artık değerleri olarak; süreklilik ve momentum hız bileşenleri (x, y, z) için 10^{-6} çözüm kriteri, türbülans modeli bileşenleri k ve epsilon için ise 10^{-5} çözüm kriterleri belirlenmiştir. Tüm model çözümleri belirlenen değerlere yakınsayana kadar (converged) devam ettirilmiş ve bu sayede hata payları en aza indirilmeye çalışılmıştır.

Modellerin çözüm yönteminde sınır şartları olarak gerçek deneysel şartlar verilmiştir. Deneysel alanın şematik örnek görüntüsü Şekil 5.11'de görülebilmektedir. Buna göre modelin sağ tarafı havanın girdiği alan olarak hız girişi (velocity inlet) olarak, modelin sol tarafı basınç çıkışı (pressure outlet) olarak, geri kalan büyük hazne duvarları duvar (wall) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca içerideki su kabının kenarları da duvar (wall) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.11 : Deneysel alanın şematik görüntüsü.

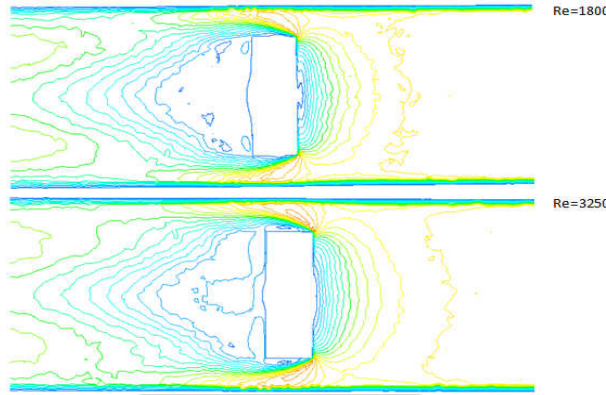
FLUENT model çözümleri, deneylerde kullanılan iki ayrı fan için de yürütülmüştür. Hızlar kullanılarak tüm buz kaplarının iki ayrı konumu için iki farklı Re sayısında analizler yapılmıştır. Deney haznesi hava giriş ağzında fan debileri ve hazne kesit alanı vasıtasıyla elde edilen hızlar kullanılmıştır.

5.3 Sayısal Model Sonuçları

Sayısal çözümler, fanlar tarafından sağlanan hava hızlarının modellerin hava giriş tarafından verilerek yapılmıştır. Sayısal modellerin incelenmesindeki amaç; literatürde de sıkça rastlanan zorlanmış akış önündeki engel cisimlerin akış önündeki

hız profillerinin, cisimler etrafında oluşan girdapların buz kapları için incelenmesidir. Yapılan deneysel çalışmalara göre iki ayrı debide fan çalışılarak aslında tüm buz kapları için iki farklı Re sayısında çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre iki farklı Re sayısında buz kaplarının karşılaştırılması yapılmıştır.

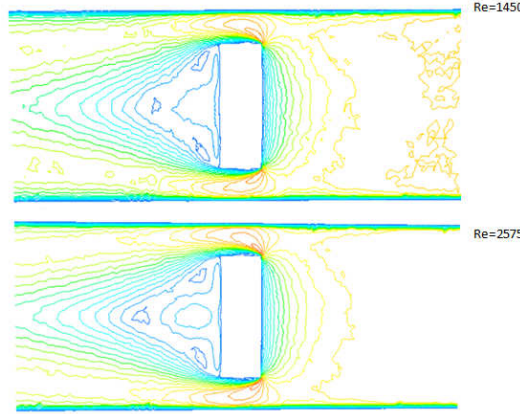
Akış önüne uzun kenarı akışa dik olacak şekilde (paralel) yerleştirilen yarım altıgen buz kabı üzerinden geçen akış Re sayıları 1800 ve 3250 için buz kaplarının yüksekliğinin yarısından alınan kesitle incelenmiştir. Buna göre Re sayısı 1800 değerinde iken yarım altıgen buz kabından sonra ikişer adet simetrik küçük girdap görülmektedir. Re sayısı 3250 değerinde ise buz kabından sonraki simetrik olan ilk iki girdabın büyüyerek yayıldığı ve küçük girdap parçacıkları yarattığı görülmektedir. Ayrıca Re sayısı arttığında buz kabının sağ ve sol yanlarında küçük iki adet girdabın daha oluştuğu gözlenmiştir. Re sayısı 1800 değerinde iken buz kabı üzerine gelen akış profili üzerinde yüksek Re sayısına göre ufak parçacıklar halinde birçok girdap parçacıkları olduğu görülmektedir. Yarım altıgen buz kabının yarı yükseklik kesitine ait Re 1800 ve 3250 değerleri için hız büyüklüğü profilleri Şekil 5.12’de görülebilmektedir.



Şekil 5.12 : Paralel konum yarım altıgen buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

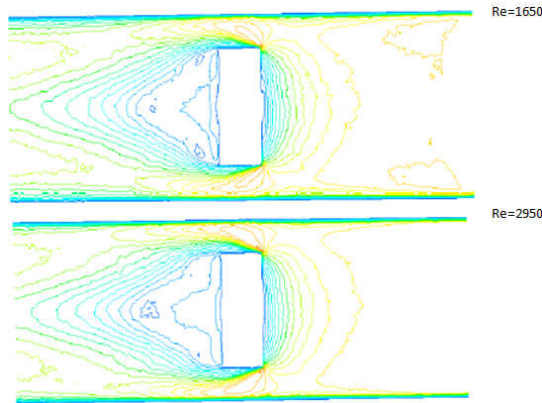
Akış önüne paralel konumda yerleştirilen yarım kare buz kabının yarı yüksekliğindeki hız profilleri Re sayıları 1450 ve 2575 değerleri için incelenmiştir. Buna göre Re sayısı 1450 değerinde akış buz kabından sonra bir tane oldukça büyük simetrik ve iki adet küçük simetrik girdaplar oluşturmaktadır. Re sayısı arttığında büyük girdabın kendi içinde büyüyüp bölünerek diğer küçük girdaplarla birlikte büyüdüğü Şekil 5.12’de görülebilmektedir. Ayrıca yarım kare buz kabında düşük Re sayısında buz kabı yan yüzeylerine çarpan havanın oluşturduğu profiller akış ilerledikçe küçük bir çok girdap oluşturduğu görülmektedir. Düşük hava hızındaki

($Re=1450$) akışın buz kabına ilerleyişinde oluşan bir çok irili ufaklı girdaplar da dikkat çekmektedir.



Şekil 5.13 : Paralel konum yarım kare buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

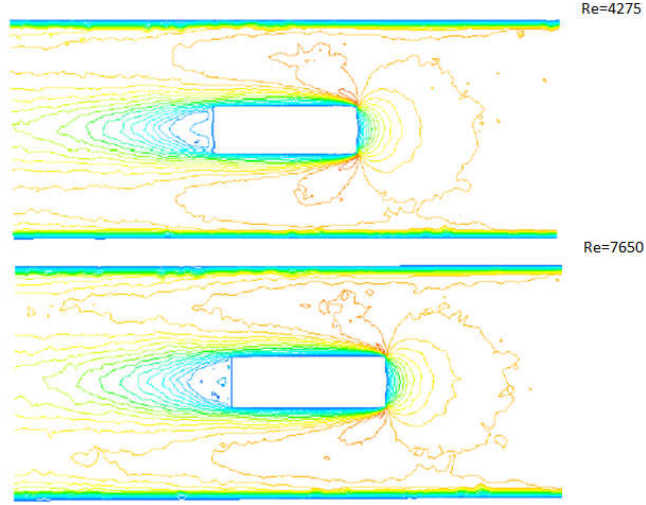
Akış önüne paralel olarak yerleştirilen diğer bir buz kabı yarım silindir yarı yüksekliğindeki hız profilleri Re sayıları 1650 ve 2950 için incelenmiştir. Re sayısı 1650 değerinde buz kabının ardında oluşan iki adet büyük girdap ve iki adet simetrik küçük girdaplar görülmektedir. Re sayısı arttığında iki adet büyük girdap birleşerek büyük simetrik bir girdaba dönüşürken diğer iki adet simetrik girdap ise neredeyse yok olacak şekilde küçülmüştür. Diğer paralel yerleşimlerde olduğu gibi düşük Re sayısında akışın cisme gelişinde iki adet simetrik büyük girdap görülebilmektedir. Yarım silindir paralel buz kabına ait hız profili Şekil 5.14’de görülebilmektedir.



Şekil 5.14 : Paralel konum yarım silindir buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

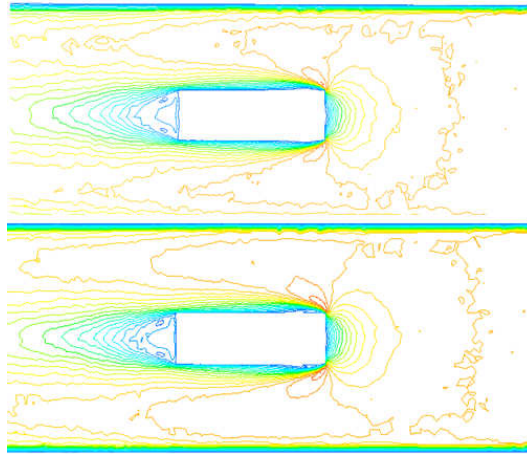
Akış önüne dik olarak yerleştirilen (önden bakıldığında) yarım altıgen buz kabının yarı yüksekliği için Re sayıları 4275 ve 7650 değerleri için akış profilleri incelenmiştir. Buna göre düşük Re sayısında buz kabının ardında geniş bir adet girdap oluştuğu görülmüştür. Yüksek Re sayısında ise düşük Re sayısındaki geniş

girdabın kaybolarak çok ufak küçük girdaplara dönüştüğü gözlenmiştir. Yarım altıgene ait farklı Re sayılarındaki hız profilleri Şekil 5.15’de görülebilmektedir.



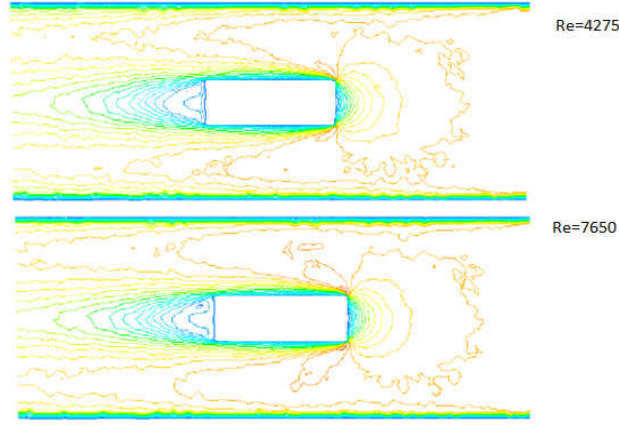
Şekil 5.15 : Dik konum yarım altıgen buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

Yarım kare dik konum buz kabına ait hız profilleri Re sayıları 4275 ve 7650 değerleri için irdelenmiştir. Buz kabının hemen ardında düşük Re sayılarında oluşan bir adet geniş ve iki adet simetrik küçük girdabın hemen hemen aynı kaldığı görülmektedir.



Şekil 5.16 : Dik konum yarım kare buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

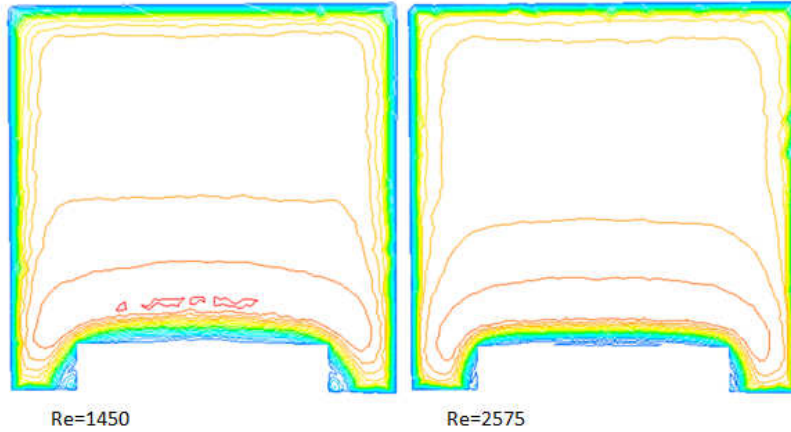
Yarım silindir buz kabının dik konumu için Re sayıları 4275 ve 7650 değerleri için yapılan incelemede buz kabı hemen ardında oluşan bir adet büyük girdabın büyüdüğü ve yüksek Re sayısında ise girdabın buz kabından bir miktar daha uzakta olduğu gözlenmiştir. Yarım silindire ait hız profilleri Şekil 5.17’de görülebilmektedir.



Şekil 5.17 : Dik konum yarım silindir buz kabı yarı yüksekliğindeki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) üstten görünüşü.

Sayısal modelleme analizleri tarafında ayrıca; modeller üzerinden geçen akışın buz kaplarının tam ortasından alınan kesitle iki konum yerleştirilmesi için önden bakış profilleri incelenmiştir.

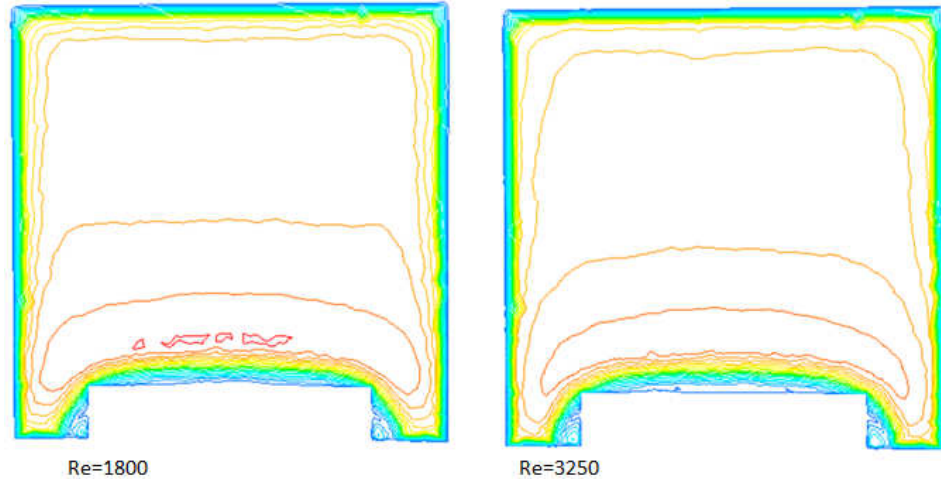
Yarım kare buz kabı paralel yerleşimi için yarım kare buz kabına önden bakıldığında Re sayıları 1450 ve 2575 için akış profilleri Şekil 5.18’de görülebilmektedir. Oluşan akış profilleri değerlendirildiğinde düşük Re sayısında yarım kare buz kabı yan yüzeylerinde oluşan küçük girdaplar görülebilmektedir. Yüksek Re sayısında ise bahsedilen girdaplar kaybolmaktadır.



Şekil 5.18 : Paralel konum yarım kare buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) önden görünüşü.

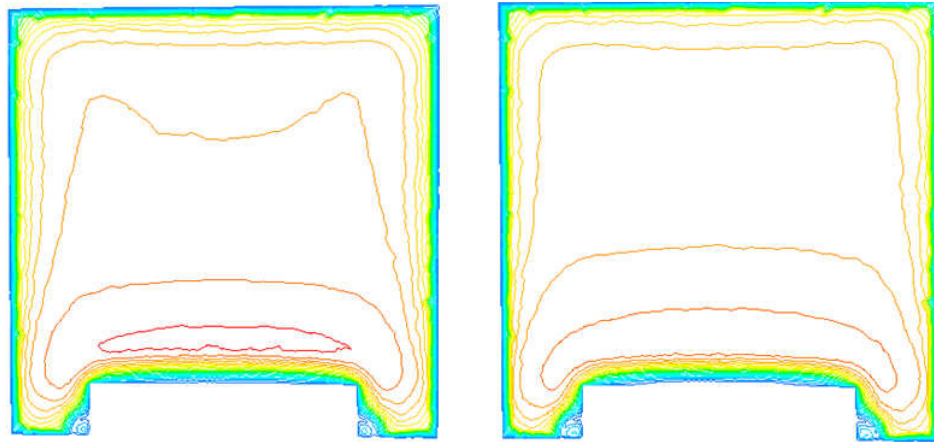
Paralel konumlu yarım altıgen buz kabının ortasından alınan kesite Re sayıları 1800 ve 3250 olduğu durumlar için önden bakıldığında yarım altıgen buz kabı kenarlarındaki girdapların her iki Re sayısında da aynı büyüklükte olduğu görülmektedir. Fakat yarım altıgen buz kabı üst yüzeyinde görülen hız vektörlerinin

yüksek olduğu alandaki girdaplar ise yüksek Re sayısında kaybolmaktadır. Yarım altıgen paralel konuma ait hız büyüklük profilleri Şekil 5.19’da görülebilmektedir.



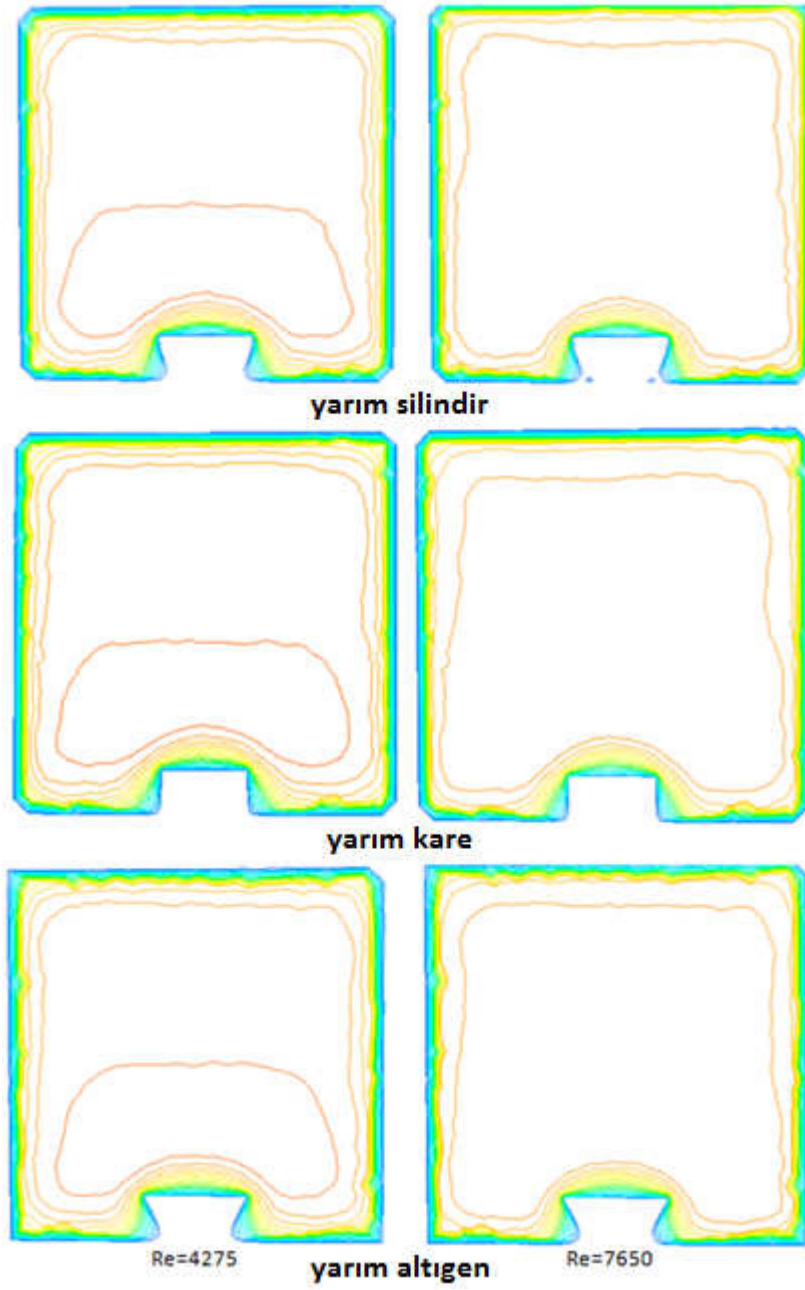
Şekil 5.19 : Paralel konum yarım altıgen buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) önden görünüşü.

Yarım silindir buz kabının paralel yerleşiminde Re sayıları 1650 ve 2950 için yapılan deneylerde buz kabı iki yanında oluşan girdapların değişmediği görülmüştür. Yarım silindire ait paralel yerleşim hız büyüklüğü profilleri Şekil 5.20’de görülebilmektedir.



Şekil 5.20 : Paralel konum yarım silindir buz kabı ortasındaki hız büyüklüğü profilleri (velocity magnitude) önden görünüşü.

Buz kaplarının dik konum yerleştirilme sonucu orta düzlemlerinden alınan kesitteki hız profilleri Şekil 5.21’de incelenmiştir. Buna göre sadece yarım silindir buz kabında Re sayısı arttığında iki yan yüzeyinde simetrik küçük birer girdap oluşumu gözlenmiştir. Ayrıca Re sayısı arttığında buz kaplarının hız profilleri genişlemektedir.



Şekil 5.21 : Dik konum buz kapları ortasından alınan kesitteki hız büyüklüğü profilleri (velecity magnitude) önden görünüşü.

6. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, zorlanmış akış önündeki farklı buz kabı geometrilerinin kullanılabilir buz oluşumundaki karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Çalışmaya, deneylerde kullanılan ve donma sonucu oluşan suyun ve buzun termofiziksel ve termodinamiksel özellikleri için kitap ve literatür bilgisi sunumu ile başlanmıştır. Ardından zorlanmış taşınımlı hava akışı içerisindeki geometrilerin karakteristiklerini ve ısı transferi koşullarını inceleyen literatür bilgisine yer verilmiştir. Ayrıca son olarak literatürde pek fazla rastlanmayan donma veya erime olayının modellenmesi çalışması ile ilgili yapılmış iki adet literatür çalışmasına yer verilmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmında dört kapı no-frost bir buzdolabının 80 lt. hacmindeki dondurucu bölmesinde, biri diğerinden yaklaşık 1.78 kat fazla debi sağlayan iki adet farklı fan önüne kurulan, 160x160x400 mm kesit alanına sahip hazne içerisinde, her biri 50 cc hacminde su alan, uzun kenar uzunlukları aynı yarım silindir, yarım kare ve yarım altıgen buz kaplarındaki buz oluşumunun ve buz oluşumu sırasında sıcaklık değişimlerinin zamana bağlı olarak, buz kaplarının akış önündeki iki farklı durumu için incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar iki farklı fan ile iki farklı dondurucu ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak dört farklı ortam şartı içerisinde toplam 60 adet buz yapma deneyi gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmasının sayısal modelleme kısmında, buz yapma deneyleri kapsamında kullanılan yarım silindir, yarım kare ve yarım altıgen buz kaplarının deneylerde kullanılan fanlar tarafından sağlanan zorlanmış hava akışı önündeki karakteristiklerinin gerçek deney şartları içerisinde incelenmesi çalışması yapılmıştır.

Yapılan yüksek lisans tez çalışması dâhilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Buzdolabı dondurucu bölme sıcaklık ayar değerlerinin değiştirilmesi ortalama bölme sıcaklığını çok fazla değiştirmemektedir. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen verilere göre; dondurucu bölümünde buzdolabı dondurucu bölümü orjinal fanı kullanılan ve $-18/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarına ayar edilen buzdolabında dondurucu bölme ortalama ortam sıcaklığı -23.5°C olurken, $-24/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarına ayar edilen buzdolabında dondurucu bölme ortam sıcaklıkları ortalama sadece 1°C düşerek -24.5°C olmaktadır. Çalışmalarda kullanılan yüksek debili diğer fan kullanımında da benzer bir sonuçla $-18/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ayar değerlerinde ortalama dondurucu bölme ortam sıcaklığı -23°C , $-24/4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ayar değerlerinde ise ortalama dondurucu bölme ortam sıcaklığı -24°C 'e düşmektedir. Elde edilen literatür bilgisine göre buzdolaplarında soğutma sıcaklıklarının belirtilen değerden 6°C aşağıya çekilmesinin enerji tüketimini yaklaşık olarak **%25** arttıracağı yönündedir [14].
- Buzdolabı dondurucu bölme sıcaklığının 6°C düşürülmesi ($-18^{\circ}\text{C} \rightarrow -24^{\circ}\text{C}$) dondurucu bölme evaporatörü üzerinden alınan buharlaşma sıcaklığı üzerinde çok fazla bir değişiklik yaratmamıştır. Buna göre orjinal bölme fanı kullanıldığında buharlaşma sıcaklıkları $-26^{\circ}\text{C}/-27^{\circ}\text{C}$ civarında iken sıcaklık ayar değeri düşürüldüğünde buharlaşma sıcaklıkları $-27^{\circ}\text{C}/-28^{\circ}\text{C}$ civarına düşmektedir. Deneylerde kullanılan yüksek debili fan için ise yine buharlaşma sıcaklıkları $-25^{\circ}\text{C}/-26^{\circ}\text{C}$ civarından $-26^{\circ}\text{C}/-27^{\circ}\text{C}$ civarına düşmektedir.
- Yüksek debili fan kullanımında ortam sıcaklığının düşük debili fan kullanımına göre 0.5°C daha yüksek olması durumunun yüksek debili fan motorunun 1.49 W daha yüksek olması nedeniyle evaporatör üzerinden geçen havanın bir miktar daha fazla ısınan fan motoru sebebiyle sıcaklığının artması ile açıklanabilir. Ayrıca buharlaşma sıcaklıklarının yüksek debili fan kullanımında düşük debili fana göre bir miktar yükselmesi de bu durumda etkili olduğu düşünülmektedir.
- Buz kapları içerisine 50 cc hacminde su doldurularak yapılan donma deneylerine göre; orjinal düşük debili fan kullanıldığında elde edilen donma süreleri, ortam sıcaklığının -18°C 'den -24°C düşürülmesi sonucu en fazla **1-2 dk** civarında azalmaktadır. Yüksek debili fan kullanımında ise ortam

sıcaklığının düşürülmesi su donma sürelerinde en fazla **5-6 dk** civarında bir azalmaya neden olmaktadır. Buna göre hızlı buz yapma amacıyla ortam sıcaklığının düşürülmesi az bir etki göstermektedir. Yüksek debili ve yüksek devirli fan kullanımı bir miktar olumlu etki yapabilmektedir.

- Değişik geometrilerdeki buz kapları ile yapılan su donma deneylerinde yarım altıgen buz kabında elde edilen su donma sürelerinin hemen hemen tüm durum deneylerinde en düşük donma süresini verdiği görülmektedir. Ayrıca suyun 0°C'e kadar soğuma süreleri ile su faz değiştirme ve -1°C'e gelme süreleri ayrı ayrı incelendiğinde; deneysel durumlar içerisinde suyun 0°C'e kadar soğuma süreleri bakımından en hızlı sonuçların alındığı geometrik cisim yarım silindir buz kabı olmaktadır. Bunun yanı sıra suyun faz değiştirmesi ve donma bitiş sıcaklığı olarak kabul edilen -1°C'e gelmesi için geçen süreler bakımından yarım altıgen buz kabının en hızlı donma sürelerine sahip olduğu görülmektedir.
- Buz kapları içerisinde elde edilen su donma sürelerine göre buz kaplarının akış doğrultusunda sağ tarafta kalan yüzeyleri sol tarafta kalan yüzeylerine göre daha düşük sıcaklıklara daha hızlı şekilde inmektedir. Bu durum fanın saat yönü tersine dönmesi ve bu şekilde evaporatörden emdiği havayı bir tarafa doğru yasladiğı şeklinde yorumlanabilir.
- Gerçekleştirilen tüm deneysel durum şartları için buz kapları üzerinden alınan sıcaklıklar ve su soğuma süreleri kullanılarak buz kabı ile ortam havası arasındaki ortalama ısı transfer katsayısı hesabında tüm durum deneyleri için en yüksek ısı transfer katsayıları yarım silindir buz kabında görülmüştür. Bu durum önceki maddelerde belirtilen, yarım silindir buz kabının en hızlı su soğuma sürelerine sahip olması sonucu ile paralel bir durum ortaya çıkarmıştır.
- Orjinal bölme fanı ile -18°C ve -24°C ortam sıcaklıklarında yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama ısı transfer katsayısının çok fazla değişmediği görülmektedir. Ayrıca aynı sıcaklıktaki iki durum sonuçları arasında veya farklı sıcaklıklardaki aynı durumlar arasında da çok fazla belirgin bir değişimin olmadığı görülmüştür. Yüksek debili fan durum deneylerinde ise -18°C ve -24°C deneyleri arasında yarım kare ve yarım silindir buz kaplarındaki dik konumda **%23'e** varan düşüş dikkat

çekmektedir. Ayrıca yüksek debili fan deneylerinde aynı sıcaklık koşulları içerisinde konum farkından dolayı her iki durum deneyinde de yarım kare ısı taşınım katsayısındaki %23 ve %32'lik azalma dikkat çekmektedir.

- Yapılan gerçek deneysel şartlardaki PIV çalışmaları sonucu buz haznesi içerisine merkezleri çakışacak şekilde yerleştirilen buz kapları üzerinden geçen gerçek akış koşulları irdelenmiştir. Buna göre buz kaplarının tüm konumları için PIV kamerası ile üstten bakıldığında buz kapları üzerine gelen akışın buz kaplarına gelmeden önce fan dönüş yönü aksine (saat yönünde) saptığı görülmüştür. Ayrıca buz kaplarının sadece dik yerleştirilmesi için (önden bakıldığında) PIV kamerası ile soldan bakıldığında buz kapları üzerine gelen akışın spiral (helicoidal) yapıda olduğu görülmüştür. Bu sebeple sayısal modelleme çalışmalarında ortam hava koşulu olarak türbülans modeli seçilmiştir.
- Yapılan sayısal modelleme çalışmalarına göre buz kapları üzerine gelen akış koşulları gerçek deneysel şartlar verilerek teorik olarak üç boyutlu incelenmiştir. Yapılan analizler sonucu; buz kaplarının paralel konumları üzerine gelen akışın buz kabını geçtikten sonra arka tarafında girdaplar oluşturduğu ve bu girdapların her bir buz kabı için Re sayısı arttıkça arttığı ve simetrisinin bozulmadığı görülmüştür.
- Buz kaplarının dik yerleşimi için geometrilere üstten bakıldığında buz kapları arkasında oluşan girdapların Re sayısı yüksek değerinde daralarak küçük girdap parçacıklarına bölündüğü görülmüştür.
- Geometrilere, yerleştirildiği akışa dik konumda akış doğrultuna dik olarak tam ortadan alınan kesite göre önden bakıldığında, yarım kare buz kabının sağ ve sol yüzeylerindeki girdapların Re sayısı yüksek değerinde azaldığı diğerlerinde sabit kaldığı görülmüştür. Ayrıca buz kapları üzerinde hızların yüksek olduğu alanda oluşan girdapların da yüksek Re sayılarında yok olduğu görülmüştür.
- Geometrilerin yerleştirildiği akışa paralel konumda akış doğrultusuna dik olarak tam ortadan alınan kesit incelendiğinde sadece yarım silindir buz kabı iki yan yüzeyinde Re sayısının artması ile küçük girdapların oluştuğu gözlenmiştir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

- i. Hazne içerisine yerleştirilen buz kaplarının hazne içi konumlarının, buz kaplarından gerçekleşen taşınım ile ısı transferinde yaratacağı değişikliklerin incelenmesi faydalı olacaktır.
- ii. Buz kapları içerisindeki suyun soğumasının veya suyun donmasının iki fazlı zamana bağlı şekilde sayısal olarak incelenmesi literatürde rastlanmamış bir çalışma olması açısından faydalı olacaktır.
- iii. Bu tez çalışmasında elde edilen PIV sonuçlarının, sayısal modelleme çalışmalarında da görülebilmesi açısından FLUENT çalışmalarının gerçek PIV sonuçlarını verebilecek şekilde düzenlenmesi faydalı bir çalışma olacaktır.
- iv. Deneysel çalışmalar, fanların saat yönünde döndüğü durum için gerçekleştirilen deneylerle karşılaştırmak amacıyla yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Akyurt, M., Zaki, G., Habeebullah, B.** (2001). Freezing Phenomena In Ice-Water Systems, *Energy Conversion And Management*, **43**, (Sf. 1773-1789).
- [2] **Petrenko, V. F. and Whitworth, R. W.** (2010). *Physics Of Ice* (2. baskı) (Sf. 1-43), New York, Oxford.
- [3] **Ali, M., Zeitoun, O., Nuhait, A.** (2010). Forced Convection Heat Transfer Over Horizontal Triangular Cylinder In Cross Flow, *International Journal of Thermal Sciences*, **50**, 106-114.
- [4] **Nakamura, H., Igarashi, T., Tsutsiu, T.** (2003). Local Heat Transfer Around A Wall-Mounted Cube At 45° To Flow In A Turbulent Boundary Layer, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **28**, 807-815.
- [5] **Saha, D.** (2005). Three-dimensional Numerical Study Of Flow And Heat Transfer From A Cube Placed In A Uniform Flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **26**, 80-94.
- [6] **Gül, H., Evin, D., Tanyıldızı, V.** (2006). Experimentally Investigation Of The Effect Of A Square Cross-Sectional Obstacle Located In A Channel On Heat Transfer, *Journal of Engineering and Natural Sciences, Sigma* **2006/3**.
- [7] **Culham, J. R., Yuvanovich, M. M., Teertstra, P., Wang, C.-S., Refai-Ahmed, G., Tain, R.** (2001). Simplified Analytical Models For Forced Convection Heat Transfer From Cuboids Of Arbitrary Shape, *Journal Of Electronic Packaging*, **123**, 187
- [8] **Farhadi, M., Sedighi, K.** (2006). Flow Over Bluff Bodies Using LES, *The Fourth International Symposium On Computational Wind Engineering (CWE2006)*, Yokohama.
- [9] **Dhiman, A., Hasan, M.** (2010). CFD Analysis Of The Steady Flow Across A Tapered Trapezoidal Cylinder, *Proceedings Of The World Congress On Engineering Vol.II*, London, U.K..
- [10] **Kürschner, P., Marttunen, T., Vestergaard S., Wandl, S., Kvamsdal, T.** (2008). Modelling And Simulation Of Ice/Snow Melting, *The 22nd ECMI Modelling Week in Eindhoven*, The Netherlands.
- [11] **Dorfman, E., McDaniel, E., Moore, A., Smarto, J. N.** Thermal Release Ice Maker Engineering Design II, Carnegie Mellon University, Carnegie Institute Of Technology, Mechanical Engineering, Pittsburgh, PA.
- [12] **Incropera, F. P., DeWitt, D. P.** (2006). *Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri* (4. Baskı), (Sf. 906-907), İstanbul.
- [13] **Url-1** < http://www.dsm.com/en_US/downloads/dsms/14120eng_10.09.pdf>, alındığı tarih: 15.10.2011
- [14] **Çengel, Y. A., Boles, M. A.** (2008). *Termodinamik* (5. Baskı), (Sf. 313), İzmir.
- [15] **Url-2** < <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=725>>, alındığı tarih: 12.11.2011

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyadı: Gökmen Peker

Doğum Yeri ve Tarihi: Trabzon / 21.04.1987

Lise: Trabzon Kanuni Anadolu Lisesi

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi/ Makine Mühendisliği (2005-2010)