

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EVSEL FIRINLARDA DOĞAL TAŞINIMIN MODELLENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Büşra HEPGÜZEL**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Isı Akışkan

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EVSEL FIRINLARDA DOĞAL TAŞINIMIN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Büşra HEPGÜZEL
(503071104)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan U. ONBAŞIOĞLU (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Lütfullah KUDDUSİ (İTÜ)
Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)

OCAK 2010

ÖNSÖZ

Öncelikle, tez çalışmalarım boyuncaengin bilgisini ve tecrübesini benimle paylaşarak çalışmalarımı yön veren saygıdeğer hocam Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu ‘na ve çalışmalarımı inceleyip katkılarını esirgemeyen Doç. Dr. Lütfullah Kuddusi ‘ye çok teşekkür ederim.

Bu projeye kaynak sağlayan TUBİTAK, İstanbul Teknik Üniversitesi ve Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş ‘ne, desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca benden dostluklarını ve yardımlarını esirgemeyen sevgili kardeşlerim Emre Pehlivan ve Alpay Akgüç’ e, sayısal modelleme konusunda ihtiyaç duyduğum her anda bana yardım eden Resul Açıkyol ‘a teşekkür ederim.

Son olarak bana gösterdikleri destek ve sevgiden anneme, babama ve ablama özel teşekkürlerimi sunarım.

Şubat 2010

Büşra Hepgüzel

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	1
2. DOĞAL TAŞINIM VE IŞINIM TEORİSİ.....	5
2.1 Yönetici Denklemler	5
2.2 Boussinesq Yaklaşımı	7
2.3 Kapalı Hacimde Doğal Taşınım	8
2.4 Türbülans.....	10
2.5 Işınım.....	12
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	17
3.1 Deney Düzenegi	17
3.2 Termoelemanların Çalışma Prensipleri	17
3.3 Kullanılan Termoelemanların Özellikleri ve Hazırlanması	19
3.4 Deneylerin Yapılışı	22
3.5 Belirsizlik Analizi	25
3.6 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi	26
4. GEOMETRİ ve SINIR KOŞULLARI.....	29
4.1 Geometri.....	30
4.2 Ağ Yapısı.....	32
4.3 Zaman Adımı.....	34
4.4 Sınır Koşulları	35
4.4.1 Basit yaklaşım için sınır şartları	37
4.4.2 Işınımsız durum için sınır şartları.....	37
4.4.3 Işınımlı durum için sınır şartları.....	39
5. TÜRBÜLANS MODELLERİ ve ÇÖZDÜRÜCÜ SEÇİMİ.....	41
5.1 Türbülans Modelleri.....	41
5.1.1 Duvar Fonksiyonları.....	44
5.2 Çözdürücü Seçimi	49
5.2.1 Ayrıklaştırma.....	50
5.2.2 Gradyenler ve türevlerin değerlendirilme yöntemleri	51
5.2.3 Lineer sistemin çözümü	52
5.2.4 Akış çözücü seçimi.....	52
5.2.5 Momentum ve süreklilik denklemlerinin çözümü	54
6. IŞINIM MODELİ.....	59
7. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI	63
7.1 Basit Yaklaşım	63

Sayfa

7.2 Işınımsız Durumun Sonuçları.....	66
7.3 Işınımlı Durumun Sonuçları.....	69
7.4 Işınım Etkileri.....	72
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	79
EKLER.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	91

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Termoelemanların konumları.	25
Çizelge 4.1 : “interval size” boyutuna göre oluşan hücre sayısı.....	34
Çizelge 4.2 : Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri.	36

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Mistry ve arkadaşlarının geometrik modeli (Mistry ve diğ, 2006).	4
Şekil 2.1 : Kontrol hacmi.....	6
Şekil 2.2 : Alttan ısıtılan yatay akış katmanları (Bejan, 2004)..	8
Şekil 2.3: Altıgen hücrelerin yukarıdan görünüşü (http://www.esrl.noaa.gov/psd/outreach/education/scince/convection/RBCells.html).	9
Şekil 2.4 : Yüksek Ra sayılarında alttan ısıtılan akışın yapısı (Bejan 2004).	9
Şekil 2.5 : Üç boyutlu doğal taşınım (http://en.wikipedia.org/wiki/B%C3%A9nard_cell).	10
Şekil 2.6 : Durgun olmayan türbülans hızının zamanla değişimi.	11
Şekil 2.7 : Opak bir yüzey üzerinde ışıyım dengesi.	12
Şekil 2.8 : Kirchoff yasası.	13
Şekil 2.9 : Işıyım ısı akısı.	14
Şekil 3.1 : Deney tesisatının şeması.	18
Şekil 3.2 : Thomson etkisi.	19
Şekil 3.3 : Termoeleman uçları a) K tipi termoeleman b) J tipi termoeleman.....	19
Şekil 3.4 : K tipi termoelemanın erkek ve dişi prizlerinin birleşimi.	20
Şekil 3.5 : Pano-1 üzerindeki J tipi termoelemanların dişi prizleri.	20
Şekil 3.6 : Bağlantı noktasındaki sıcaklığın ölçümü.	21
Şekil 3.7 : İzotermal kütle kullanılarak bağlantı yapılması.	21
Şekil 3.8 : Multimetre ile bağlantı.	22
Şekil 3.9 : Fırının karakteristik elemanları.	22
Şekil 3.10 : Baca deliklerinin kapatılması.	23
Şekil 3.11 : Kısaçlı ve kısaçsız durumun karşılaştırılması.	24
Şekil 3.12 : Fırının iç hacim uzunlukları.	24
Şekil 3.13 : Sol duvar sıcaklığının zamana göre değişimi.	26
Şekil 3.14 : Dış cam sıcaklığının zamana göre değişimi.	27
Şekil 3.15 : Bir numaralı deneyde kavite içinden alınan sıcaklıkların karşılaştırılması..	27
Şekil 4.1 : Işıyımlı ve ışıyımsız durumun geometrik yapısı.	30
Şekil 4.2 : Fırın ısıtıcısı.....	31
Şekil 4.3 : Conta ve kavite hacmi.	32
Şekil 4.4 : Işıyımlı ve ışıyımsız durum ağ yapısı.	33
Şekil 4.5 : Farklı ağ yapılarında kavite merkez sıcaklığının zamana bağlı değişimi.	34
Şekil 4.6 : Deneylerden elde edilen sağ, sol ve arka duvarlarda sıcaklığın zamana bağlı değişimi.	36
Şekil 4.7 : Basit yaklaşımın geometrisi.	37
Şekil 4.8 : Ara cam yüzeyi üzerinde ısı geçişi.	38
Şekil 4.9 : “coupled” sınır koşulu ile ısı geçişinin tanımlanması.	38
Şekil 5.1 : Ra sayısının zamana göre değişimi.	41
Şekil 5.2 : “full bouyancy effect” opsiyonu etkisi.	44
Şekil 5.3 : Türbülanslı akışta boyutsuz hız profili (Hoffmann, 2000).	46
Şekil 5.4 : Duvar yaklaşımı ve duvar fonksiyonları.	46
Şekil 5.5 : “Standard wall functions” ve “enhanced wall treatment” karşılaştırması.....	49

Şekil 5.6 : İki boyutlu Kartezyen koordinat sisteminde kontrol hacmi ve komşu kontrol hacimleri (Ferziger ve Peric, 2002).	49
Şekil 5.7 : Örtülü formüller için grid noktaları.	51
Şekil 5.8 : Çözüm prosedürü (Fluent, 2006a).	53
Şekil 5.9 : u için kontrol hacmi.	54
Şekil 5.10 : “body force weighed” çözümünde kalanların değişimi.	56
Şekil 5.11 : Kalanların zamanla değişimi.	58
Şekil 6.1 : FLUENT dışından şekil faktörü hesabı.	61
Şekil 7.1 : Basit yaklaşımda kavite merkezin sağından ve solundan alınan sonuçların kıyaslaması.	63
Şekil 7.2 : Basit yaklaşımda kavite merkezin önünden ve arkasından alınan sonuçların kıyaslaması.	64
Şekil 7.3 : Deneysel verilerin kendi aralarında kıyaslanması.	64
Şekil 7.4 : Basit yaklaşımla elde edilen sayısal verilerin kendi aralarında kıyaslanması.	65
Şekil 7.5 : Basit durumda 4, 100, 300 ve 552. saniyelerde kavite içerisinde sıcaklık değişimi.	66
Şekil 7.6 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınsız durumdaki sol duvar sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	67
Şekil 7.7 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınsız durumdaki kavite merkez sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	67
Şekil 7.8 : ışınsız durumda $0,1$ sn zaman adımında kaviteden alınan sıcaklık ölçümlerinin kıyaslaması.	68
Şekil 7.9 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınsız durumdaki ara cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	68
Şekil 7.10 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki sol duvar sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	69
Şekil 7.11 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki kavite merkez sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	70
Şekil 7.12 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki ara cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	70
Şekil 7.13 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki ön cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.	71
Şekil 7.14 : ışınlı durumda $\Delta t = 0,01$ sn çözümünde kavite içinden alınan sıcaklık ölçümlerinin karşılaştırılması.	71
Şekil 7.15 : Kaviteyi z ekseninde kesen düzlem.	72
Şekil 7.16 : ışınsız durumda kavite içindeki sıcaklık dağılımı.	73
Şekil 7.17 : ışınlı durumda kavite içindeki sıcaklık dağılımı.	73
Şekil 7.18 : ışınsız durumda akışkan partiküllerinin izlediği yol ve hızları.	74
Şekil 7.19 : ışınlı durumda akışkan partiküllerinin izlediği yol ve hızları.	75
Şekil A.1 : Üç farklı deneyde elde edilen kavite merkez sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.	83
Şekil A.2 : Üç farklı deneyde elde edilen ara cam sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.	83
Şekil A.3 : Üç farklı deneyde elde edilen alt ısıtıcı sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.	84

Şekil A.4 : Üç farklı deneyde elde edilen üst ısıtıcı sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.	84
Şekil C.1 : Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlımsız durumda sağ duvar sıcaklığının karşılaştırılması.	87
Şekil C.2 : Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlımsız durumda arka duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması	87
Şekil D.1 : Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlımlı durumda sağ duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması	89
Şekil D.2 : Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlımlı durumda arka duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması	89

SEMBOL LİSTESİ

C_p	: Sabit basınçta özgül ısı
F_{ij}	: Şekil faktörü
g	: Yerçekimi ivmesi
Gr	: Grashof sayısı
h	: entalpi
k	: Türbülans kinetik enerjisi
N_{CFL}	: Courant- Friedrichs- Lewy sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
t	: Zaman
T_c	: Düşük sıcaklık
T_h	: Yüksek sıcaklık
T_{ortam}	: Çevre Sıcaklığı
p	: Basınç
Pr	: Prandtl sayısı
q	: ısı akısı
Ra	: Rayleigh sayısı
Re_y	: Türbülans Reynolds sayısı
U	: Hız
u^+	: boyutsuz hız
y^+	: boyutsuz yüzey koordinatının normali
τ_{ij}	: Kesme gerilmesi
α	: yutma oranı
β	: hacimsel ısı genleşme katsayısı
ϵ	: Türbülans kinetik enerjinin dağılarak yokolması
ε	: Yayma oranı
ρ	: Yoğunluk
ρ_0	: Referans yoğunluk
δ	: İletim tabakası kalınlığı
σ	: Stefan-Boltzman sabiti
ϕ	: Skaler büyüklük

EVSEL FIRINLARDA DOĞAL TAŞINIMIN MODELLENMESİ

ÖZET

Fırınlara enerji tüketim değerlerinin uluslararası standartlara göre sınıflandırılması, üreticileri fırının enerji tüketimi üzerinde iyileştirmeler yapmaya yöneltmiştir. Bu çalışmaların bir parçası olarak, TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında İstanbul Teknik Üniversitesi ve Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş. işbirliğiyle fırın havalandırmasının enerji tüketimi üzerinde etkilerini inceleyen bir proje başlatılmıştır. Bu tez çalışmasının konusu, bu projenin bir basamağı olarak, evsel fırınların sayısal modelinin hazırlanmasıdır.

Fırının havalandırması ile birlikte modellenmesinden önce, pişirme hacminin nasıl modelleneceğinin belirlenmesi ve fırın içerisinde ısınan havanın davranışlarının incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle bu çalışmada bulunan modellerde fırın kavitesi kapalı bir hacim olarak ele alınmaktadır.

Evsel fırınlar ON-OFF çevrim yapacak şekilde, ısıtıcıları açıp kapatarak çalışmaktadır. Doğal taşınımın ve oluşan akış üzerinde ısıtımın etkilerinin incelendiği bu çalışmada, fırının ısıtıcılarının açık olduğu ön ısıtma çevrimi incelenmekte ve modellenmektedir. Sayısal modelin doğruluğunun araştırılması için, deneysel çalışmalar da yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan Arçelik OIM 24300B fırınından onüç noktadan sıcaklık ölçümü alınmış ve modelden alınan sıcaklık değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Geometrik modeller fırın üzerinden alınan ölçüler kullanılarak ve üç boyutlu hazırlanmıştır. Geometrik modeller oluşturulurken GAMBIT® kullanılmıştır. Sayısal model, türbülanslı olarak ele alınmış ve FLUENT® kullanılarak çözülmüştür. Isıtımın etkilerini inceleyebilmek için, sayısal modele ısıtım modeli eklenmeden ve eklenerek iki durum oluşturulmuş ve sonuçları kıyaslanmıştır.

Literatürde benzer çalışmalar araştırıldığında, fırın içerisindeki akışı türbülanslı olarak ele alan bir çalışma bulunmamaktadır. Bu yüksek lisans tezi ile, fırın üzerinde incelemeler yapılırken, doğal taşınımla oluşan türbülanslı akışa ısıtımın etkileri incelenmektedir. Bu çalışma havalandırmanın etkisinin incelenmesinde ilk adımı oluşturmaktadır.

MODELLİNG NATURAL CONVECTION IN DOMESTIC OVENS

SUMMARY

Energy consumption of domestic ovens are classified according to international standards. Hence manufacturers work through to reduce energy consumption. Istanbul Technical University and company of “Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş.” have started a project to find out the influence of ventilating of the oven on the energy consumption. Composing numerical model of the domestic oven is a tread of this project and also the subject of this thesis.

Before modeling the oven with its ventilation, setting the model of cavity in which the cooking process occurs has to be done. Although investigating the behavior of the hot air in the cavity is necessary. For this reason, cavity of the oven is handled as an enclosure.

Domestic oven's heater operates in such a way that ON-OFF cycle. In order to analyze natural convection and radiation effect in the flow, pre-heating cycle of the oven is modeled. “Arçelik OIM 24300 B” oven is used for experiments. Temperature measurements are taken in thirteen points in the oven. Thus, the validity of the numerical model is done.

Geometrical models are composed in three-dimensional form with the dimensions of the “Arçelik OIM 24300 B” oven. GAMBIT® is used in composing geometrical model. Numerical model is handled as turbulent flow and solved with FLUENT®. In order to probe the radiation effect in the cavity, a model is solved without radiation model and its results are compared with the model which has radiation model.

In literature, no study has been reported including turbulence for the flow inside the oven cavity. Thus, the present thesis contributes to literature investigating turbulence, also investigates effect of radiation on the turbulent natural convection with in domestic ovens.

1. GİRİŞ

Bilgisayar teknolojilerinin ilerlemesiyle, birçok mühendislik uygulamasının bilgisayar ortamında simülasyonun hazırlanması ve oluşan fiziksel durumların ayrıntıyla incelenmesi mümkün hale gelmiştir. Bu sayede uygulaması daha pahalı olan deneysel çalışma olmaksızın bazı parametrelerin değiştirilip incelenmesi yapılmaktadır. Hatta, deney düzeneği üzerinde değiştirilmesi çok zor olan bazı şartları simülasyon üzerinde kolaylıkla değiştirip etkilerini incelemek mümkündür.

Bu çalışmada evlerde kullanılan ankastre fırınların simülasyonu hazırlanıp, doğal taşınım, ısıtım ve iletimle ısı geçişinin incelenmesi yapılmıştır. Elde edilen değerlerin doğruluğunu araştırmak üzere yapılan deneyler de bu çalışmada yer almıştır.

Literatürde çok az raporlanmış bu durumda, fırının pişirme hacmi kapalı bir kutu olarak düşünülmüştür. Deneylerde bu durumu sağlayacak şekilde havalandırma bacası kapatılarak yapılmıştır. Zamana bağlı olarak ısıtıcıların sıcaklıklarının artması, doğal taşınım ve türbülanslı akışı belirleyen Rayleigh sayısının da zamanla artmasına neden olmuştur. Bu nedenle çalışmada akış türbülanslı olarak incelenmektedir.

İlk önce çözüme etkiyen parametreleri belirleyebilmek için oldukça basit bir yaklaşım uygulanarak deneylerden elde edilen veriler, sınır şartları olarak uygulanmıştır. Daha sonraki adımda gerçek bir fırın modeli oluşturulmuştur. ısıtım etkisinin olduğu ve ihmal edildiği durum ayrı ayrı modellenerek, ısıtımın doğal taşınıma ve doğal taşınımdan doğan akışa etkileri incelenmektedir.

Bu çalışma, baca ile yapılan fırın pişirme hacmi havalandırması, turbo fanı ile yapılan zorlanmış taşınım ve pişirme anında oluşan kütle geçişinin sayısal incelemelerinin ilk basamağını oluşturmaktadır.

1.1 Literatür Araştırması

Kapalı bir hacimdeki doğal taşınım, Rayleigh sayısına ve kenar oranına bağlı olarak laminar veya türbülanslı akış özellikleri taşır (Bejan, 2004).

Kapalı bir hacimdeki laminar doğal taşınımın iki boyutlu olarak sayısal çalışması Aydın ve Yang (2000) tarafından yapılmıştır. Çalışmada, havanın dolaştığı hacim alttan

ısıtılmakta, yan taraflardan simetrik soğuma yapılmaktadır. Farklı kenar oranı, (1/5, 2/5, 3/5 ve 4/5) ve Ra sayısı (10^3 - 10^6) değerlerinde modellenen doğal taşınımında Rayleigh sayısı ile birlikte sınır tabakaların değişimi ve hacim içerisindeki sıcaklık ve akış alanı (akım fonksiyonları şeklinde) elde edilmiş; Rayleigh ve Nusselt sayıları arasındaki korelasyon çıkarılmıştır.

Kenar oranı 1 olan (kare) kapalı bir hacimdeki doğal taşınımın bir incelemesi Calgagni ve arkadaşları tarafından (2005) deneysel ve sayısal olarak yapılmıştır. Bu çalışmada kapalı hacimden ayrık olan ısıtıcı, hacmin alt yüzeyine konumlandırılmıştır. Kapalı hacmin yan yüzeylerden soğutma yapılmaktadır. Çalışmanın deneysel kısmında, hava tabakasında zamana bağlı olarak sıcaklık dağılımı, holografik interferometre kullanılarak elde edilmiştir. Isıtıcı boyutlarının parametre olarak ele alındığı çalışmada FLUENT programı ile yapılan sayısal çalışma sonuçları, deneysel verilerle doğrulanmıştır.

Kapalı hacimlerde türbülanslı doğal taşınım çalışmalarına bir örnek ise yüzey ısınımının da ele alındığı, alttan ısıtma yapılan ve yan duvarlardan soğutulan LMFBR (liquid metal fast breeder reactor) alt sistemleri ile ilgilidir (Sharma ve diğ., 2007). Ra sayısının 10^8 - 10^{12} aralığında değiştiği bu çalışmada, standart iki denklemlilik türbülans modeli, duvar fonksiyonlarını içermeyen, kullanılmıştır. Yüzey radyasyonunun duvarlardaki sıcaklık değişimine etkisinin incelenebilmesi amacıyla farklı sınır şartlarının uygulandığı çalışma, farklı yayılım katsayıları ve kenar oranları için tekrarlanmıştır. Çalışmada, dış ortamın ısı taşınım katsayısının artmasıyla, soğuk duvarların sıcaklıklarının düşerek, toplam Nu sayısının belirgin olarak arttığı gözlemlenmiştir.

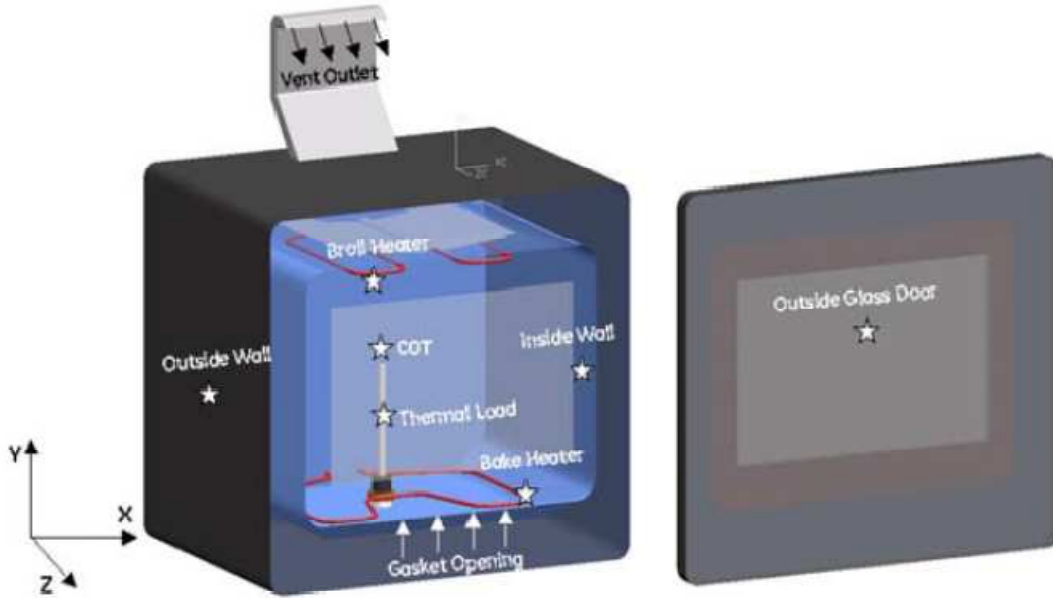
Bir diğer türbülanslı çalışmada, k - ϵ türbülans modeli duvar fonksiyonlarıyla birlikte kullanılmıştır (Kuznetsov ve Sheremet, 2010). Bu çalışmada, kapalı hacim alt yüzeyindeki ayrı bir hacimden ısıtma yapılmakta ve duvarlarda ısı iletimi olmaktadır. Grashof sayısının $10^8 - 10^{10}$ aralığında değiştiği çalışmada, gazın ısı iletim katsayısının duvarların ısı iletim katsayısına oranı parametre olarak kullanılmaktadır. 2 boyutlu yapılan çalışmada bu parametrenin değerleri $k_{2,1} = 5,7 \times 10^{-4}$ ve $6,8 \times 10^{-5}$ W/m.K 'dir.

Laminer ve türbülanslı doğal taşınımın, ısınımın ve iletimin birlikte incelendiği bir çalışmada, bir duvarı camdan yapılmış kare şeklindeki kavite içerisinde, ısınımın, ısı geçişine etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için, toplam Nusselt sayıları karşılaştırılması yapılmıştır (Xamán ve diğ., 2008). ısınım etkisinin göz önüne alınması ile elde edilen Nu sayıları, bu etkinin ihmal edilmesi durumuna göre $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ aralığında %28,88, $10^9 \leq Ra \leq 10^{12}$ aralığında % 45,11 daha yüksek hesaplanmıştır.

Çalışmada, ayrıca, bileşik ısı geçişinin hız bileşenleri üzerindeki etkisini anlamak için üç durum incelenmiştir: Birinci durumda taşınım, ışıınım, iletim; ikinci durumda taşınım ve ışıınım; üçüncü durumda iletim ve taşınım ele alınmıştır. Her iki rejimde de (laminer ve türbölans) üçüncü durumdaki hız seviyeleri diğer durumlara göre daha düşük ve simetriktr. Çalışmada, bu durum, ışıınımın, hızı artıran yönde etkidiğı şeklinde yorumlanmıştır. Düşük Ra sayılarında, akışın ortasında görülen vorteksin Ra sayısının artmasıyla eliptik bir şekil aldığı ve küçüldüğü; Ra sayısının daha da artmasıyla, vorteksin sol duvarın alt kısımlarına yaklaştığı izlenmiştir.

Yüksek sıcaklıklarda doğal taşınımın en yaygın kullanım alanı endüstriyel ve evsel fırınlardır. Bu uygulamalarla ilgili en bilinen çalışmalardan biri, elektrikli fırının sayısal akışkanlar dinamiğı ile modellendiğı, Mistry ve arkadaşları tarafından yapılmış olan (2006) üç boyutlu, zamana bağılı modeldir. Modelde, doğal taşınım, ışıınım ile birlikte ele alınmıştır. Bu tez çalışmasının konusuna benzerliğı nedeni ile ayrıntılı olarak incelenen makalede, alttan ve üstten ısıtma yapılan bir fırın çalışılmıştır. Fırın kavitesinde, üst yüzeyin arkasında baca bulunmakta ve fırın içinden sıcaklık ve nemli havayı dışarı atmaktadır. Fırın kapağında bulunan conta açıklığı ile kavite içine taze hava girmektedir. Fırının ısıtılması termostat ile kontrol edilmekte ve ısıtıcılar ayarlanan sıcaklığa göre AÇIK / KAPALI çevrim yapmaktadır. Fırın duvarlarının ve kavite içindeki havanın sıcaklığı J tipi termoelemanlarla, ısıtıcıların sıcaklıkları K tipi termoelemanlarla ölçülerek, sürekli rejimde deneyler yapılmıştır. Sayısal modelleme için FLUENT 6.1. versiyonu kullanılan çalışmada; ısıtıcılar, hacimsel ısı kaynağı, kavite duvarları ve cam kapak çevre ile taşınım ve ışıınımla ısı geçişi modellenmiştir (Şekil 1.1). Conta açıklığı ve baca çıkışının basınç sınır koşulları ile tanımlandığı modelde ışıınım için, DO (discrete ordinate) ve S2S (surface-to-surface) modeller kullanılmıştır (Fluent, 2006a). Laminer ve türbölanslı akış kullanılarak elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılınca, en çok %3 fark bulunduğunun savlandığı çalışmada, bilgisayarın hesaplama zamanı göz önünde bulundurulduğu için akışın laminer kabul edilmesi, bu modelin en önemli eksikliğidir. Sayısal çalışmanın sonucunda, ters akışın, yani baca çıkışından kavite içine hava girişinin, conta açıklığından da hava çıkışının gözlemlenmesinin nedeninin de bu kabul olduğu açıktır. Ancak; araştırmacıların görüşü, bu durumun, çevre sınır koşulları ile ilgili olduğu yönündedir. Baca çıkışındaki basınç düşüşü, emme basıncı sınır koşulu ile tanımlanmıştır. Doğru değerdeki emme basıncı, bir dizi sürekli rejim deneyi ve sayısal analiz kombine edilerek belirlenmiş ve emme basıncının kavite sıcaklığına bağılı transfer fonksiyonu olarak sınır koşulları kullanılarak tanımlanmaktadır. Fırın içerisine ısı yük

olarak alüminyum kütle yerleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda, alüminyum kütle içerisinde termoelemanlar yardımı ile sıcaklık değişimi kaydedilmiştir. Pişirme ve kızartma ile ısıtma çevrimlerinin farkının araştırıldığı çalışmada deneylerde elde edilen kütle içerisindeki sıcaklık değişimi ve sayısal çalışmalarla elde edilen sıcaklık değişimleri ile karşılaştırılmış; pişirme ile ısıtmada, en büyük farkın %6, kızartma çevriminde ise %8,5 olduğu belirtilmiştir. Üstten ısıtma yapılan kızartma ile ısıtmada, kavite içerisinde, akış hareketinin az olduğu ve üniform olmayan sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Bu ısıtmada, etken ısıtma ısıtıcıdan kavite duvarlarına olan ışıdır. Alttan ısıtma yapılan pişirmede ise, daha üniform sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, alt ısıtıcıdan kavite hacmine doğru taşınım ile ısı transferidir. Pişirmede, etken ısı geçişi, ışıdır ile beraber taşınım.



Şekil 1.1: Mistry ve arkadaşlarının geometrik modeli (Mistry ve diğ, 2006).

Bu çalışmada fırın içerisinde, sadece üst ve alt ısıtıcıların çalıştığı durum olan statik modda, bileşik ısı geçişi incelemesi türbülanslı modelleme ile yapılmıştır. Fırın kavitesini kapalı bir hacim olarak ele alınmıştır ve kavite duvarlarında iletim ve ışıdır ile ısı geçişi olmaktadır. Alttan ve yukarıdan ısıtma yapılan kavitede, içerisinde bulunan havada doğal taşınım olmaktadır. Zamana bağlı olarak yapılan çözümde, alt ısıtıcının sıcaklığı zamanla arttığından, Rayleigh sayısı da zamanla artmaktadır. Ra sayısının kritik değerin üzerine çıktığında, alttan ısıtma yapılan kapalı hacimlerde doğal taşınım oluşmaktadır. Ra sayısının artmasıyla kapalı hacimdeki akış, türbülanslı olmaktadır.

2. DOĞAL TAŞINIM VE IŞINIM TEORİSİ

Bu tez çalışmasının konusunu temel olarak yüksek sıcaklıktaki doğal taşınım oluşturmaktadır. Bu nedenle, doğal taşınımın ve ışıının genel teorisini kısaca tekrarlamakta fayda vardır.

Bir dış etki sonucu yaratılmış hızın olmadığı, ama akışkan içinde yine de taşınımın olduğu durumlar doğal ya da serbest taşınım olarak adlandırılırlar. Doğal taşınım, yoğunluk gradyanı ve yerçekimi kaynaklı gövde kuvvetlerinin etkisinin sonucudur (Incropera ve diğ, 2001).

2.1 Yönetici Denklemler

Kısmi diferansiyel denklem veya integral formda olan yönetici denklemler (kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleri) ayrıştırılıp matris formuna getirilir.

Kütle korunumu denklemi, bir kontrol hacmi üzerinde kütle dengesi yazılarak geliştirilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

Bu denklemde, akışkanın yoğunluğu ρ ile, zaman t ile, yön tensörü x_i ile, i yönündeki hız u_i ile gösterilmektedir.

Momentum korunumu denklemi Newton'un ikinci yasasının kontrol hacmi üzerinde uygulanmasıyla elde edilir. Momentum denkleminin tensör formda yazılışı aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i + F_i \quad (2.2)$$

Yukarıdaki denklemde, p basınç, μ dinamik viskozitedir. Navier-Stokes denklemindeki bileşenlerin fiziksel anlamları sol baştan başlayarak; ilk terim kontrol hacmindeki zamana bağlı momentum değişimi, ikinci terim akışkan akısı (ρu_i) ile kontrol hacminden taşınan net momentum'dur. Sağ taraftaki terimler ise baştan itibaren basınç kuvvetini,

kesme gerilmesini, doğal taşınım kuvveti ve diğer gövde kuvvetlerini içerir. Bi ve Fi gövde kuvvetleri terimidir. Yüzeye teğet olarak etkiyen kuvvetlerden oluşan kesme gerilmesi aşağıda belirtildiği gibidir.

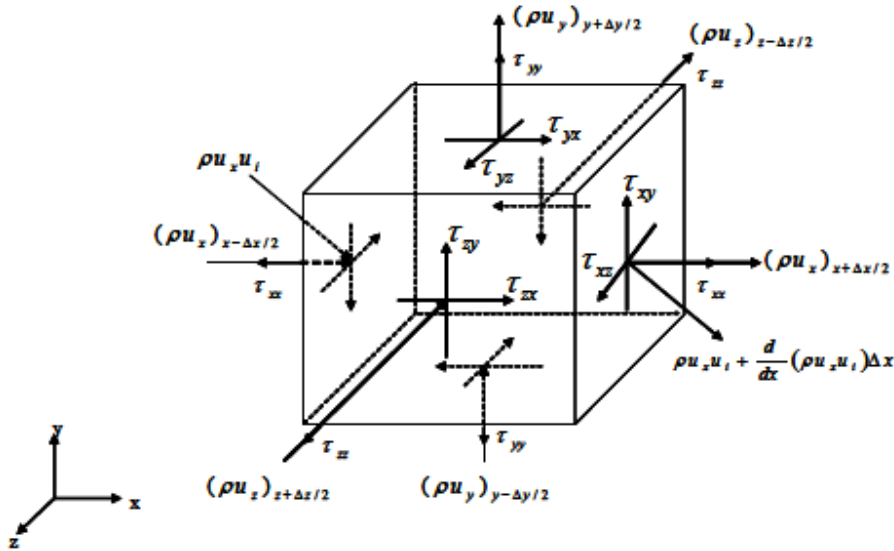
$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial u_l}{\partial x_l} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (2.3.a)$$

$$\delta_{ij} = 1, i = j \text{ ise}$$

$$\delta_{ij} = 0, i \neq j \text{ ise}$$

$$(2.3.b)$$



Şekil 2.1 : Kontrol hacmi.

Bu tez çalışmasında olduğu gibi, sonlu hacim yöntemi kullandığında, kontrol hacminin tanımının tam olması, kritik önem taşımaktadır. Şekil 2.1 'de, kartezyen koordinat sistemi kullanılarak kontrol hacmi örneği gösterilmektedir. Ayrıklaştırma işleminde ana kısımlardan biri, kontrol hacmi üzerindeki yüzeylerdir. Örneğin kesme gerilmesini ifade eden figür, τ_{ij} 'de, i yüzeyinde, j yönünde etkiyen kesme kuvvetini göstermektedir. Sonsuz küçük bir kontrol hacmi üzerinde kesme gerilmesi, akı (ρu) ve akış ile kontrol hacmine taşınan momentum ($\rho u_i u_j$) Şekil 2.1 'de gösterilmektedir. Belirgin bir görünüm sağlamak için gövde kuvvetleri şekil üzerinde gösterilmemiştir.

Enerji korunumu denklemi termodinamiğin birinci yasasının bir ifadesidir. Çıkarılışı momentum denkleminin çıkarılışına benzemektedir. Enerji denkleminin vektörel formda yazılışı aşağıdaki gibidir;

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(k\nabla T) + \Phi \quad (2.4)$$

$\frac{D(\cdot)}{Dt}$ maddesel türevdir. Açılımı $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}$ olarak yapılır.

Φ vizkoz yayılımı (viscous dissipation) ifade eder, Newton akışkanları için aşağıdaki şekildedir;

$$\begin{aligned} \Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (2.4.a)$$

2.2 Boussinesq Yaklaşımı

Isı geçişi nedeniyle oluşan yoğunluk farklarından doğan bir akış göz önüne alındığında, akış, yoğunluk farkının olduğu herhangi bir yer ile çevre ortam arasındaki hidrostatik basınç gradyeni nedeniyle oluşur. Bölgesel kaldırma kuvveti $\vec{B} = \vec{g}(\rho - \rho_0)$ olarak hesaplanır. 0 indisi çevre ortamı ifade etmektedir ve bu referans durum ifade edilince, akışkanın yoğunluğu için hal denklemi gerekir.

$$\vec{B} = \vec{g}(\rho - \rho_0) = -\vec{g}(\rho_0 - \rho) \quad (2.5)$$

Yoğunluğun değişimi, ısı geçişi süresince gözlenen sıcaklık aralığında lineer ise, izobarik hacimsel ısıl genleşme katsayısı aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.6)$$

Mevcut akışkanlar ve akış koşulları için, yoğunlukta ani değişimler gözlemlenmediği için, hacimsel ısıl genleşme katsayısına (β) yaklaşım şu şekilde olur;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho - \rho_\infty}{T - T_\infty} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \quad (2.7)$$

$$(\rho_0 - \rho) = \rho \beta (T - T_0) \quad (2.8)$$

Yoğunluk farkına basit ve uygun bir yol ile yaklaşım bu şekilde belirlenir. Bu yaklaşım, Boussinesq yaklaşımı olarak isimlendirilir.

$$\vec{B} = -\vec{g}(\rho_0 - \rho) = -\vec{g}\rho\beta(T - T_0) \quad (2.9)$$

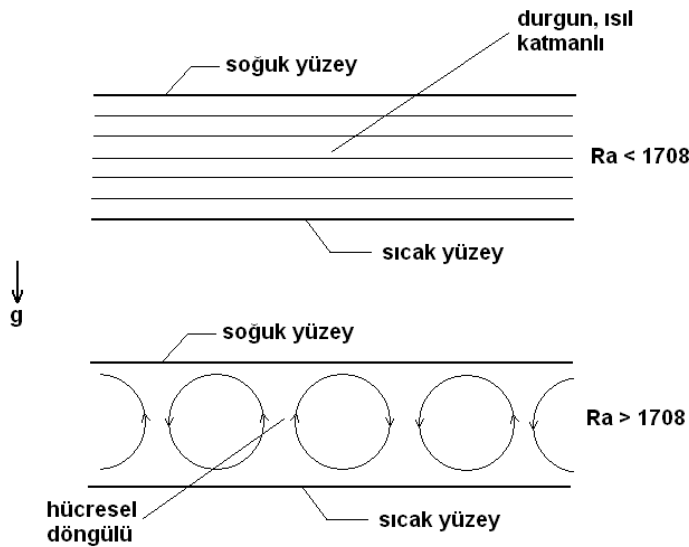
2.3 Kapalı Hacimde Doğal Taşınım

Kapalı hacimde taşınım, sonlu hacimlerde akışkan sistemi, onu çevreleyen bütün duvarlarla ısıl-iletişimin karmaşık etkileşimleri sonucu doğmaktadır. Kapalı hacimlerde doğal taşınım geometri ve yönelimde çeşitlilik kazansa da, sadece iki bölüme ayrılmaktadır; (1) yan duvarlardan ısıtılan kapalı hacimler (2) alttan ısıtılan kapalı hacimler. Bu ikisinin arasındaki temel fark; oldukça küçük bir sıcaklık farkında bile yan duvarlardan ısıtılan kapalı hacimlerde doğal taşınımın gözlemlenmesidir. Fakat alttan ısıtma yapılan hacimlerde akış hareketinin doğması ve taşınımın olabilmesi için sıcaklık farkının belli bir kritik değeri aşması gereklidir (Bejan, 2004).

Rayleigh sayısı doğal taşınım ile ilgili boyutsuz bir sayıdır. Kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olan Grashof sayısı ile momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranı olan Prandtl sayısının çarpımından elde edilir.

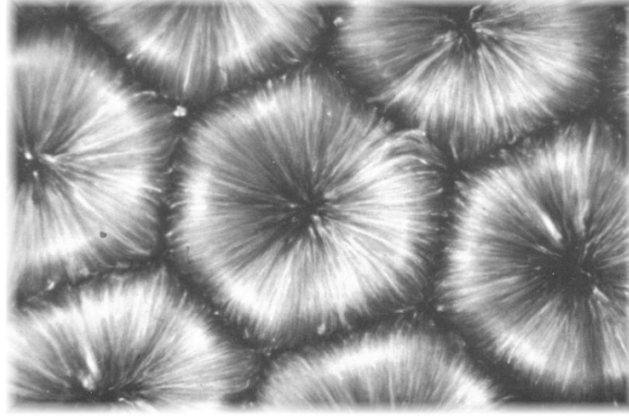
$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)H^3}{\nu\alpha} \quad (2.10)$$

Altan ısıtma yapılan, kenar oranı (yükseklik/genişlik) düşük olan bir kapalı hacimde, taşınımın başladığı kritik değer Rayleigh sayısı ile belirlenir. Kritik Rayleigh sayısı $Ra_H \geq 1780$ 'dır . $Ra \approx 1708$ olduğunda akışta iki boyutlu döngüler gözlemlenir. Bu akış yapısı Bénard hücreleri veya Bénard taşınımı olarak isimlendirilir (Bejan, 2004).



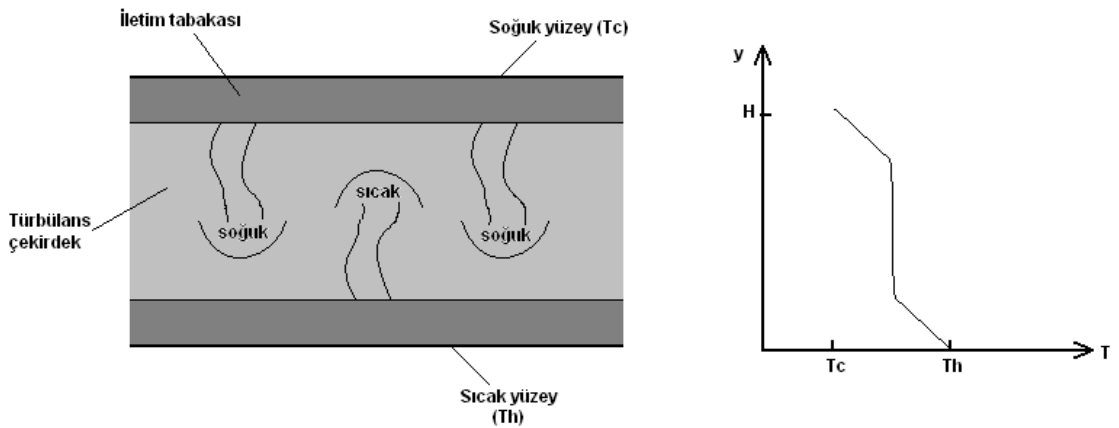
Şekil 2.2 : Altan ısıtılan yatay akış katmanları (Bejan, 2004).

Rayleigh sayısı kritik değerin birkaç katına çıktığında iki boyutlu dönümler yukarıdan bakıldığında altıgen şekilde olan üç boyutlu hücrelere dönüşür. Daha da yüksek Rayleigh sayılarında hücreler çoğalır ve en sonunda da türbülans gözlemlenir.



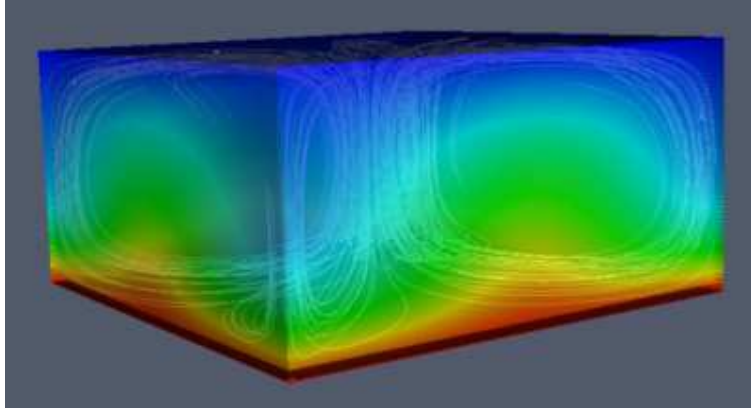
Şekil 2.3: Altıgen hücrelerin yukarıdan görünüşü (<http://www.esrl.noaa.gov/psd/outreach/education/science/convection/RBCells.html>).

Ra sayısı, kritik değerin üzerinde ise, alttan ısıtılan akışkan tabakasındaki taşınım türbülanslı olur. Akışkan tabasının ortasındaki sıcaklık hemen hemen ortalama sıcaklıkta $(T_h + T_c) / 2$ olur. İki yatay duvardaki ince akışkan tabakasındaki sıcaklık düşüşü $(T_h - T_c) / 2$ olarak meydana gelir. H kalınlığındaki yatay tabakada, akışkanın ısıtılan alt duvardan yükselmesi ve soğutulan üst tabakadan aşağıya yönelmesi nedeniyle, termal bükümler gözlemlenir ve türbülans oluşur. Bu sebeple, türbülans çekirdeği, iki ince iletim tabakası (δ) arasında oluşur. Bu durum şekil 2.4 'te gösterilmektedir. δ yüksekliğine bağlı Ra sayısı 10^3 mertebesinde aştığında her bir δ tabakası dengesiz olur (Bejan, 2004).



Şekil 2.4 : Yüksek Ra sayılarında alttan ısıtılan akışın yapısı (Bejan 2004).

Zamana bağılı olarak alt yüzeyin sıcaklığının arttığı bu çalışmada, Ra sayısı da zamana bağılı olarak artmaktadır ve kritik değerin oldukça üzerine çıkmaktadır. Bölüm 5.1 'de Ra sayısının zamanla nasıl değiştiği gösterilmektedir. Türbülans, üç boyutlu bir akış rejimi olduğu için, sistem geometrisi üç boyutlu hazırlanmıştır. Üç boyutlu doğal taşınımın yapısı Şekil 2.5 'te gösterilmektedir. Isınan akışkan hacmin ortasından yukarı doğru çıkmakta ve soğuk olan yan yüzeylerde soğuyarak aşağıya yönelmektedir.



Şekil 2.5 : Üç boyutlu doğal taşınım (http://en.wikipedia.org/wiki/B%C3%A9nard_cell).

2.4 Türbülans

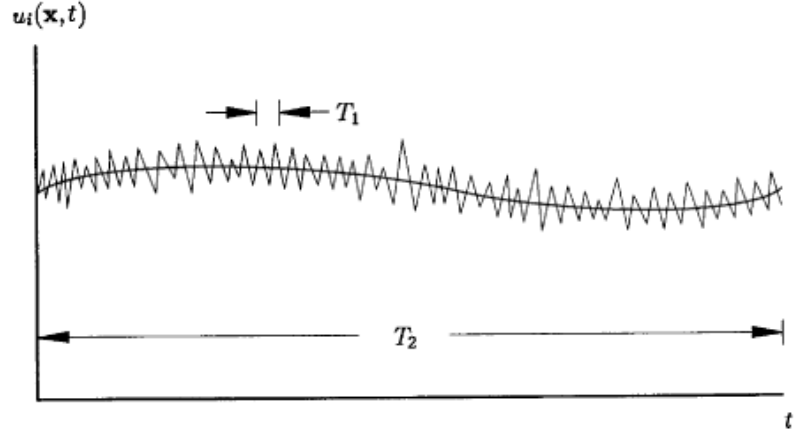
Türbülanslı akışın genel özellikleri şöyle sıralanabilir:

- *Düzensizlik*; türbülanslı akışlar düzensiz, rastgele ve kaotiktir.
- *Yayınrlık (dissipasyon)*; türbülanslı akışlarda enerjinin yayınması etkindir. Türbülans yayınrlığı, momentum, enerji ve kütle geçişini artırır.
- *Üç boyutluluk*; türbülanslı akışlar rotasyonel doğası gereği üç boyutludur.
- *Zamana bağılılık*; Türbülanslı akışlar zamana bağılıdır.
- *Enerji kaybı*; Büyük girdaplar enerjilerini küçük girdaplara aktarırlarken (yayınrlık), küçük girdapların enerjisi iç enerjiye dönüşür.
- *Süreklilik*; Akış, küçük türbülans ölçeklerinde dahi, moleküler ölçekten daha büyüktür. Dolayısı ile sürekli ortam kabülü yapılabilir.

Akış türbülanslı olduğunda, akış parametrelerini; ortalama değer (mean value) ve bu ortalamadan anlık sapmaları ifade eden çalkantılar (fluctuating) olarak ifade etme yöntemi Reynolds (1895) tarafından geliştirilmiştir (Davidson, 2003) (Şekil 2.6). Örneğin x yönündeki hız bileşeni ve basınç bu yöntem ile ifade edilmek istenirse;

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.11)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (2.12)$$



Şekil 2.6 : Durgun olmayan türbülans hızının zamanla değişimi.

Ortalama değer, parametre karakterinin üzerinde çizgi ile, çalkantılar ise parametre karakterinin üzerinde kesme işareti ile sembolize edilmektedir. Ortalama değer elde edilmiş yöntemlerinden biri, bu modelde kullanılan Reynolds ortalama yöntemidir. Bu yöntemle elde edilen ortalama değer, süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerine uygulandığında aşağıdaki formlar elde edilir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2.14)$$

Bu denklemler RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes denklemleri) olarak isimlendirilirler. 2.14 numaralı denklemin Navier-Stokes denkleminde farkı; denklemin sağ tarafında ilave terim olarak $\overline{u'_i u'_j}$ 'nın bulunmasıdır. Türbülans çalkantılarının neden olduğu, momentum geçişini ifade eden bu terim Reynolds stres tensörü olarak isimlendirilir. Bir türbülans modelinin temelini bu gerilim teriminin hesaplanması oluşturur. Bu nedenle, 2.14 numaralı denklemin çözülebilmesi için $\overline{u'_i u'_j}$ 'nin modellenerek denklem sisteminin kapatılması gerekir. Bu durum kapatma problemi olarak isimlendirilir. Cebirsel, tek denklemlilik, iki denklemlilik, Reynolds stres modelleri olarak isimlendirilen yöntemlerle kapatma problemi aşmaya çalışılmaktadır (Blazek, 2001) (Davidson, 2003).

İncelenen benzer çalışmalarda ağırlıklı olarak iki denklemlı RANS modeli kullanıldığı gözlemlenmiştir ve bu çalışmada da türbölans modellenmesinde iki denklemlı bir RANS modeli olan “realizable k-ε model” (Fluent, 2006a) kullanılmıştır.

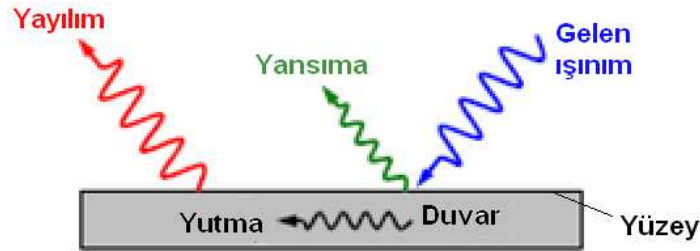
2.5 Işınım

Stefan-Boltzman yasası’na göre ışınımla ısı geçişi;

$$Q_{ışınım} = \sigma \varepsilon (T_{yüzey}^4 - T_{çevre}^4) \quad (2.15)$$

denklemlı ile hesaplanır. σ , Stefan-Boltzman sabitidir. Yayma oranı, ε , bir yüzeyin yaydığı ışının siyah cismin yaydığı ışınımına oranıdır. Işınımla ısı geçişi $Q_{ışınım}$ yüksek sıcaklıklarda, taşınım ve iletimle ısı geçişi yanında ihmal edilemez mertebede olur.

Bir fırın kavitesi içerisindeki akışın ve ısı geçişinin modellendiği bu tez çalışmasında, yüzeyler arasındaki ışınımla ısı geçişi yansıtma ve yutma oranları düşük ve partiköl sayısı az olan havanın ışınımla etkileşmediği kabulü yapılarak incelenmiştir. Yüzeyden yüzeye ışınım incelenmesinde çeşitli kabuller yapılmıştır. Bu kabulleri yapmadan önce, yüzey ışınımlı ile ilgili tanımları tekrarlamakta fayda vardır.



şekil 2.7 : Opak bir yüzey üzerinde ışınım dengesi.

Bir yüzeye gelen ışınım, yüzey tarafından yutulur, yansıtılır ve geçirilir. Yüzeyin bu özelliklerine göre, ışınım özellikleri;

Yansıtma oranı ρ = gelen ışının yansıtılan kısmı / toplam gelen ışınım

Yutma oranı α = gelen ışının yutulan kısmı / toplam gelen ışınım

Geçirme oranı τ = gelen ışının geçirilen kısmı / toplam gelen ışınım

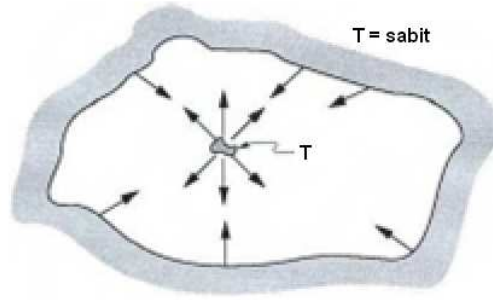
Bütün ışının yansıtılacağı, yutulacağı ve geçirileceği için,

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (2.16)$$

Ortam opak ise ışığı geçiremeyecektir. Bu nedenle;

$$\rho + \alpha = 1 \quad (2.17)$$

Opak bir yüzey, ışıyım yansıtmıyorsa, mükemmel yutucu yani siyah yüzeydir. Ortamdan yalıtılmış kapalı bir hacim içinde, biri siyah, diğeri siyah olmayan küçük cisimler varsa (Şekil 2.8), belirli bir zaman sonrasında Termodinamiğin ikinci yasasına göre, cisimler ve kapalı alanın tamamı eş sıcaklıkta olacaktır. Bu durum, kapalı alandaki her bir elemanın ışıyım yuttuğu kadar yaydığını ifade etmektedir. Siyah cismin daha çok enerji yuttuğu düşünülürse, daha fazla enerji yayacaktır. Bu durum Kirchoff yasası olarak bilinmektedir (Modest, 2003).



Şekil 2.8 : Kirchoff yasası.

Kirchoff yasasını başka bir biçimde ifade etmek gerekirse;

$$\frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = \frac{\varepsilon_2}{\alpha_2} = \dots = 1 \quad (2.18)$$

Böylece kapalı çerçeve içindeki her yüzey için;

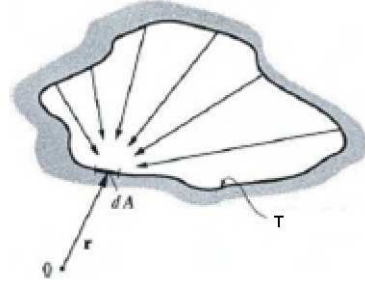
$$\varepsilon = \alpha \quad (2.19)$$

olur. Kapalı çerçevede ışıyım ile ısı geçişinin çözümlemesi bazı kabullerle basitleştirilebilir. Kapalı çerçeveyi oluşturan her yüzeyde gelen ve giden ışıyımların düzgün dağılımlı olduğu, yüzeylerin gri ve opak oldukları, eşit-dağılı yaydıkları, kapalı çerçevenin içindeki ortamın ışıyım ile etkileşmediği kabulleri yapılır (Incropera ve diğ., 2001). Yüzeyin gri olması, o yüzeydeki yayma oranı ε ve yutma oranı α 'nın, dalga boyundan bağımsız olduğu anlamına gelir. Bir yüzey için gri, opak ve difüz kabulünün yapılması, o yüzeydeki ışıyım yayma oranının ε , yutma oranına α eşit olduğu anlamına gelmektedir (Kirchoff yasası).

Bir yüzey (Şekil 2.7 'deki gibi) üzerinde enerji dengesi kurulursa;

$$q = q_{giden} - q_{gelen} = (q_{yayılan} - q_{yansıyan}) - q_{gelen \text{ ısınım}} \quad (2.20)$$

Duvardan taşınım ile ısı yüzeye geliyorsa, q pozitif olacaktır. Eğer duvara doğru giden ısı gidiyorsa, q negatif olacaktır. $q_{gelen \text{ ısınım}}$ belirli bir uzaklıkta bulunan başka bir yüzeyin yayılımına bağlıdır. Bu durum Şekil 2.9 'da gösterilmektedir (Modest, 2003). Bu nedenle, ısınım enerji dengesinin kurulması için, sonsuz küçük kontrol hacmi yerine bütünüyle kapalı hacim göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.9 : Işınım ısı akısı.

Genel olarak, kapalı hacimde, gelen ısınım görülebilir hacim yüzeylerin katkısını içerir. Bu nedenle herhangi bir yüzey elemanı dA üzerinden ayrılan ve dA elemanı üzerine gelen enerji hesaplanmalıdır. Bu işlemi yürüten geometrik ilişkiler, şekil faktörü olarak bilinmektedir. İki sonsuz küçük hücre elemanı dA_i ve dA_j arasındaki şekil faktörü hesabı;

$$dF_{dA_i-dA_j} \equiv \frac{\text{dA}_i \text{ yüzeyini terkeden ve dA}_j \text{ tarafından doğrudan alınan enerji}}{\text{dA}_i \text{ yüzeyini terkeden toplam enerji}} \quad (2.21)$$

Yüzeyden giden enerjinin hesabı yapılırken, yüzeyin yansıtma ve yayma ile ısınım yapacağı göz önünde bulundurulur. Çeşitli kabuller yapılarak A_i ve A_j yüzeyleri arasındaki şekil faktörü hesabı;

$$F_{A_i-A_j} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (2.22)$$

olur. Karşılıklılık kuralı ise;

$$A_i F_{A_i-A_j} = A_j F_{A_j-A_i} \quad (2.23)$$

olmaktadır. Enerji korunum ilkesi kullanılarak, kapalı çerçeveyi oluşturan N yüzey için,

$$\sum_{j=i}^N F_{ij} = 1 \quad (2.24)$$

yazılabilir. Bu bağlantı toplama kuralı olarak bilinir. Eğer yüzeyler düz veya dış bükey ise, $F_{ii} = 0$ olur.

İki yüzey arasındaki şekil faktörü hesabı, çift alan integrali ya da dördüncü dereceden integral çözümü gerektirmektedir. Basit geometriler hariç, analitik olarak hesaplanması oldukça zor olan şekil faktörü, çeşitli metodlar kullanılarak hesaplanır.

Bu çalışmada kullanılan, yüzeylerin emissivite değerleri Bölüm 4.4.3 'te verilmektedir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Sayısal hesaplamalara koşut olarak yürütülen deneysel çalışmaların amacı, sayısal çalışmaların doğrulanmasıdır. Bu doğrulama, deneysel verilerin, sayısal çalışmada sınır koşulu olarak kullanılması ile adım adım yapılmıştır. Deney düzeneğinin birinci bölümünde bulunan OIM24300B Arçelik ankastre fırının üzerinde kapalı hacimde doğal taşınımın incelenmesi ve radyasyonun etkilerini incelemek amacıyla ölçümler alınmıştır. Bu bölümde deney tesisatının yapısı ve deneysel işlem dizileri anlatılacaktır.

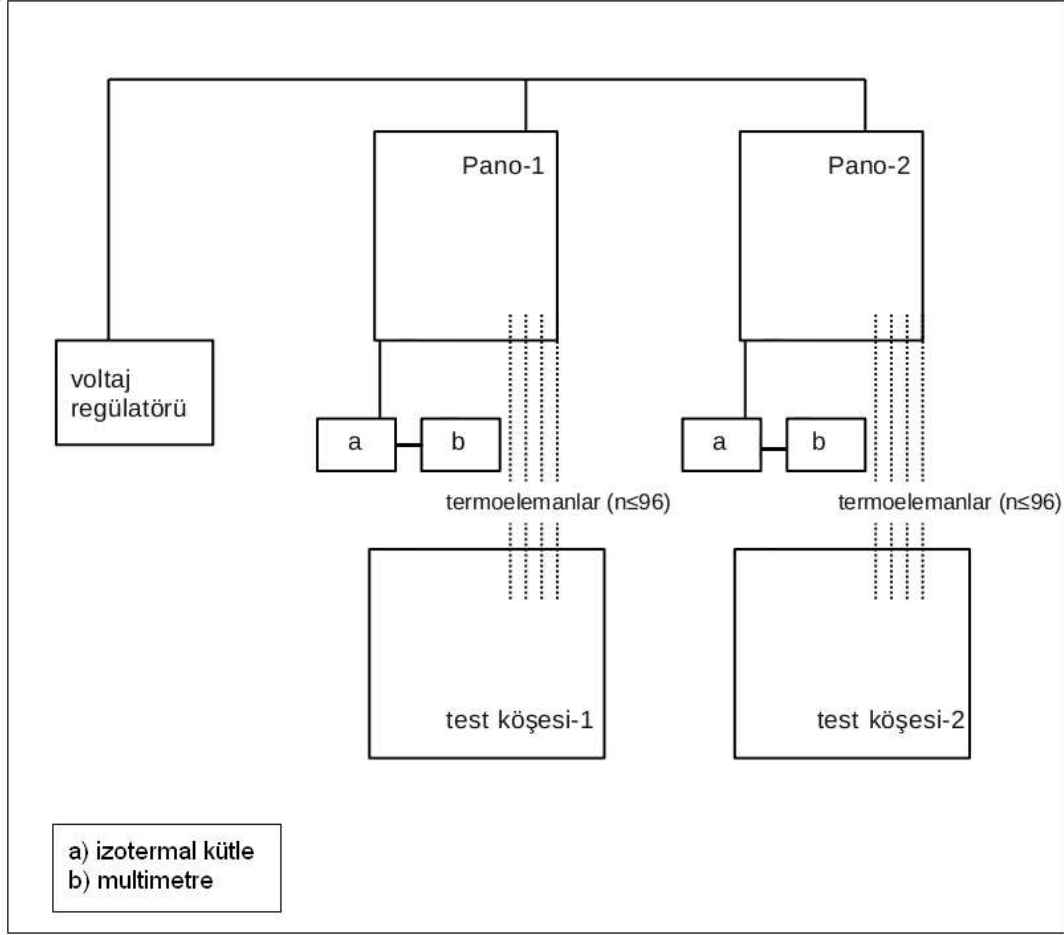
3.1 Deney Düzeneği

Deney düzeneğinin fiziksel yapısı bir voltaj regülatörü, iki adet pano, iki adet dijital multimetre cihazı, iki adet test köşesi iki fırın (ARÇELİK OIM 24300 B modeli ile ARÇELİK 9630 PMI modeli) ve bilgisayardan oluşmaktadır (Şekil 3.1). Her bir panoda termoelemanların erkek bağlantı uçlarının bağlandığı 96 adet dişi bağlantı ucu bulunmaktadır (Şekil 3.5). Panoların her birine bağlı bulunan multimetre ile termoelemanlardan gelen mikrovolt değerleri işlenmekte ve Arçelik A.Ş. Pişirici Cihazlar İşletmesi’nden temin edilen arayüz programı ile bilgisayar ortamında sıcaklık değerleri görüntülenmekte ve kaydedilmektedir. Termoelemanlarla yapılan ölçümlerde, referans sıcaklık olarak pirinç blok ve bu sıcaklığın belirlenmesi için elektrik direnç termometresi bulunmaktadır.

3.2 Termoelemanların Çalışma Prensipleri

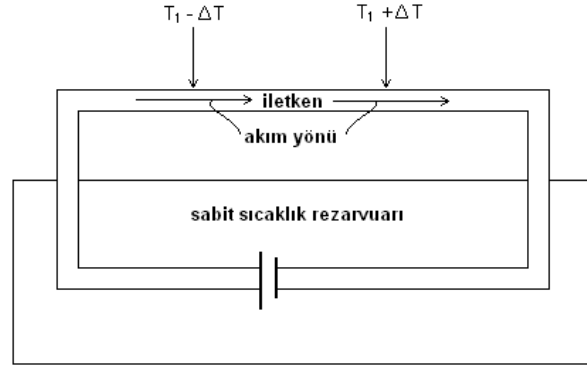
Termoelemanların çalışma prensibi Seebeck (1821)’in bulgularına dayanır. Seebeck’in çalışması, birleşim noktaları farklı sıcaklıklarda tutulan iki farklı iletkenle oluşturulan kapalı devrede, küçük bir elektrik akımının doğduğunu göstermiştir. Bu koşullar altında ortaya çıkan elektromotif kuvveti, emf, “Seebeck emf” olarak isimlendirilmektedir. Peltier (1834)’in yaptığı çalışmanın sonucuna göre Peltier etkisi açıklanmaktadır; İki farklı malzemeden yapılmış metal tellerin oluşturduğu elektrik devresinde dışarıdan bir akım verildiğinde, bu tellerin bağlantı noktalarında, Joule ısınma etkisinden farklı şekilde akımın yönüne bağlı olarak, ısınma veya soğuma ortaya çıkmaktadır. 1851 yılında Thomson (Lord Kelvin)’in yaptığı çalışmalar sonucunda Thomson etkisi

tanımlanmıştır. Thomson etkisi ise, “herhangi bir elektrik devresindeki bir telin üzerinde, tel boyunca bir sıcaklık gradyanı varsa, bu telde bir emk oluşur” olarak ifade edilmektedir (Şekil 3.2) (ASTM STP 492, 1971), (Genceli, 2005).



Şekil 3.1 : Deney tesisatının şeması.

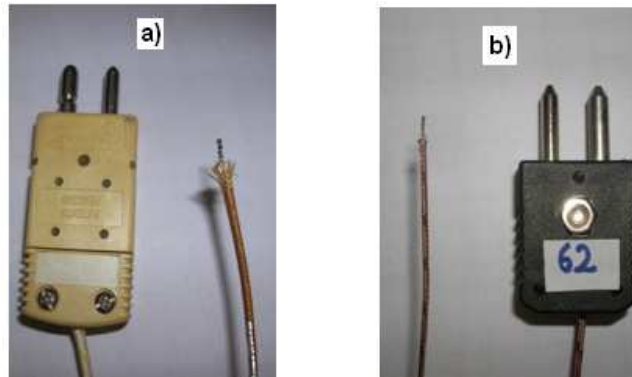
Basitçe ifade etmek gerekirse, termoelemanlar ısı enerjisiyi elektrik enerjisine dönüştüren cihazlardır. Üretilen elektrik enerjisinin büyüklüğü sıcaklık ölçmede kullanılmaktadır. Belirli çiftlerdeki termoeleman elementleri, birleşim noktalarındaki sıcaklık değişimleri ile devamlı olarak değişecek emf vermektedir. Termoelemanların birleşim noktalarından birini bilinen, değişmeyen, tekrarlanabilir bir sıcaklıkta tutulması ile bu çalışma prensibi termometrik kullanımı olağan kılmaktadır. Bilinen sıcaklık değeri “referans sıcaklık” olarak alınmakta, pratikte buzun erime sıcaklığı (0°C) kullanılmaktadır. Diğer birleşim ucu ise ölçmenin yapıldığı bağlantı ucudur (ASTM STP 492, 1971).



Şekil 3.2 : Thomson etkisi.

3.3 Kullanılan Termoelemanların Özellikleri ve Hazırlanması

Zamana bağlı sıcaklık ölçümleri yapmak üzere kullanılan termoelemanlar OMEGA.CO.UK firmasından temin edilmiştir. GG-J-28 model numaralı J tipi termoeleman ve HH-K-24 model numaralı K tipi termoeleman kullanılmıştır. Bir uçlarına erkek fiş bağlanan termoelemanlar, hassas ölçümler yapabilmesi için, ölçümün yapıldığı yerle temas eden uç bükülerek civa ile lehimlenmiştir.



Şekil 3.3 : Termoeleman uçları a) K tipi termoeleman b) J tipi termoeleman.

Deney tesisatı yapılırken, kurulum kolaylığı açısından erkek ve dişi priz kullanımına gidilmiştir. Belirli uzunluklarda kesilen termoelemanların bir ucu bükülüp civa ile lehimlenirken, diğer ucuna erkek priz takılmıştır. Bu erkek prizlerin karşılığı olan dişi prizler ise panoların üzerinde bulunmaktadır(Şekil 3.4). Bu sayede her termoeleman değişiminde veya yeni ölçümler alınmak üzere termoeleman eklendiğinde, multimetre ile bağlantılara müdahale edilmemektedir. K tipi termoelemanlar için K tipi dişi prizler J tipi termoelemanlar için J tipi dişi prizler kullanılarak bağlantıdan doğabilecek hatalar engellenmiştir.



Şekil 3.4 : K tipi termoelemanın erkek ve dişi prizlerinin birleşimi.

Pano-1 'de 96 adet J tipi termoeleman için dişi uç (Şekil 3.5), Pano-2'de ise 91 adet J tipi termoeleman için ve 5 adet K tipi termoeleman için dişi priz bulunmaktadır. Kullanılan arayüz programı ile aynı anda her iki panodan da ölçüm alınabilmektedir. Panonun içinden multimetreye bağlantı noktasında kadar gene aynı tip termoelemanlar kullanılmıştır.



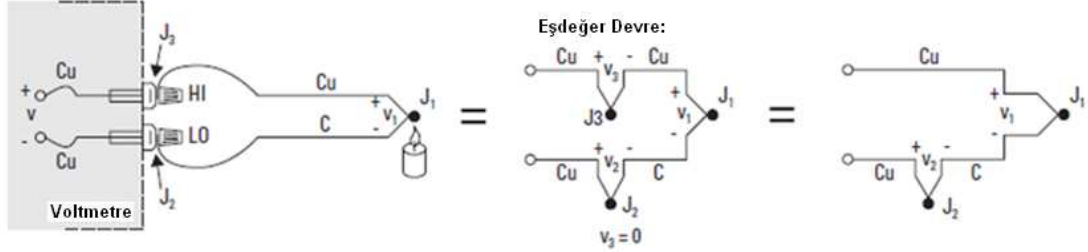
Şekil 3.5 : Pano-1 üzerindeki J tipi termoelemanların dişi prizleri.

Sıcaklıktaki küçük değişiklikler için Seebeck voltajı, sıcaklık değişimiyle doğru orantılıdır.

$$\theta_{AB} = \alpha T \quad (3.1)$$

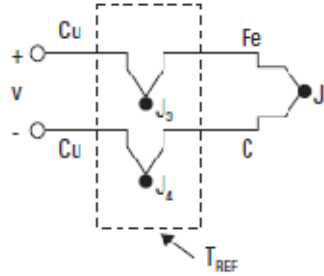
Seebeck sabiti, α , gerçekte sabit değil, sıcaklıkla değişen bir değerdir. Seebeck voltajını doğrudan ölçülemez, bunun için bir voltmetre bağlantısı gereklidir fakat voltmetrenin kendisi de yeni bir termoelektrik devre yaratır. Şekil 3.6 'te J_1 birleşim ucunda gösterilen V1 değerinin okunması gerekirken, voltmetreye bağlamak nedeniyle J_2 ve J_3 metalik birleşim noktaları ortaya çıkmıştır. J_3 birleşim noktasında iki bakır uç bağlandığı

için termal elektromotif kuvvet oluşmamaktadır ($V_3 = 0$) fakat constantan ve bakır ucun bağlı olduğu J_2 birleşim noktasında V_2 olarak isimlendirilen e.m.f oluşacaktır. Voltmetrede okunan V değeri J_1 ve J_2 bağlantı uçları arasındaki sıcaklık farkı ile orantılı olacaktır. Buna göre, J_2 'deki sıcaklık değerini bilmeden, J_1 'deki sıcaklığın bulunması olanaksızdır (ASTM STP 492, 1971).



Şekil 3.6 : Bağlantı noktasındaki sıcaklığın ölçümü.

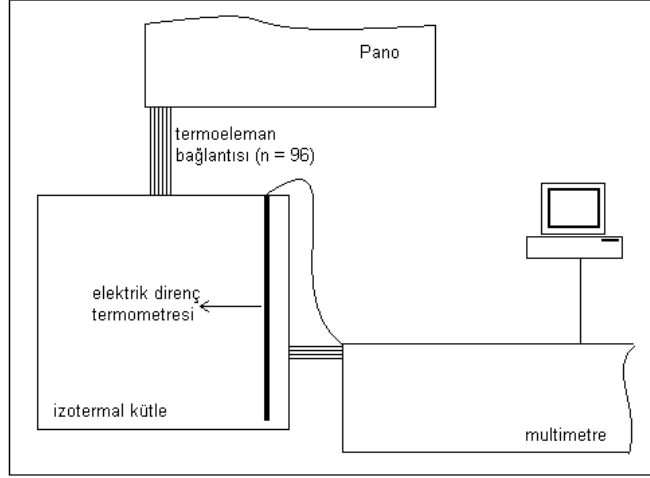
J_2 bağlantı noktasındaki sıcaklığın bilinen bir sıcaklık olması amacıyla, su ve buz karışımı banyo kullanılması genel bir yöntemdir. Su-buz banyosunu bertaraf etmek için izotermal kütle kullanılır. Şekil 3.7 'de görüldüğü üzere, demir-konstantan'dan oluşan J tipi termoelemanın voltmetreye bağlantısı sıcaklığı bilinen bir izotermal kütle içinde yapılmaktadır.



Şekil 3.7 : İzotermal kütle kullanılarak bağlantı yapılması.

Fırın içinde sıcaklığı ölçülecek olan noktalara yerleştirilmiş termoeleman uçlarının diğer uçları ise panoya iliştilmiştir. Panodan multimetreye bağlantı ise Şekil 3.8 'de gösterildiği gibidir. Doksan altı adet termoeleman bağlantısı bulunan panodan çıkan her bir termoeleman, izotermal kütle içerisinde multimetreye bağlanmaktadır. Oda sıcaklığında bulunan izotermal kütlenin sıcaklığı elektrik direnç termometresi ile ölçülerek multimetreye aktarılmakta ve bu şekilde referans sıcaklığın değeri tespit edilmektedir. Homojen sıcaklık dağılımına sahip olabilmesi için, izotermal kütlenin çevresi yalıtım ile çevrilidir. Birden fazla noktadan ölçüm yapmaya olanak sağlayan multimetre cihazı ile, ilgili termoelemanların e.m.f. değerleri okunup işlenmektedir.

Bilgisayara aktarılan bu değerler ile sıcaklık değişimleri grafik ortamında gözlemlenip kaydedilmektedir.

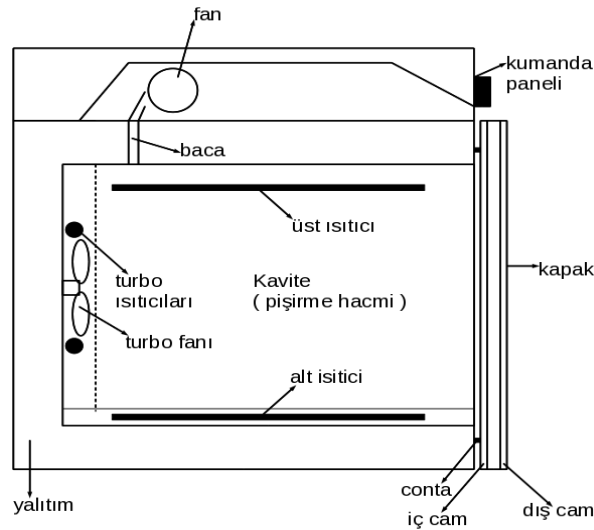


Şekil 3.8 : Multimetre ile bağlantı.

3.4 Deneylerin Yapılışı

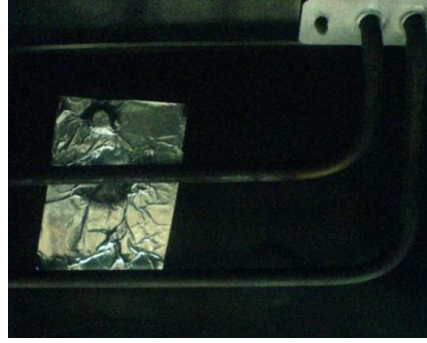
Test köşesi siyaha boyanmış sunta plakalardan oluşmaktadır. Burada bulunan fırınların karakteristik olarak bulunan elemanlar ise Şekil 3.9 'da gösterildiği gibidir.

Elektrik direnç termometreleri, RTD, tel sargısı ve ince film düzeneğinden oluşmaktadır. Metallerin elektrik direncinin termal katsayısı fiziksel prensibine göre çalışmaktadır. Büyük bir sıcaklık değişim aralığında lineere oldukça yakın olarak çalışırlar. Termoelemanlarla kıyaslandığında, daha doğru ve daha kararlı bir yapıya sahiptirler, fakat pahalı olmaları ve elektrik devresine ihtiyaçları olması dezavantajlarıdır.



Şekil 3.9 : Fırının karakteristik elemanları.

Piştirme konusunda önemli bir parametre yiyecekten nem çekilmesidir. Bu nedenle fırınların piştirme hacminin yukarısında baca delikleri bulunmaktadır. Bu baca deliklerinden emilimin sağlanması için, kumanda panelinin arkasında havalandırma fanı bulunmakta ve baca deliklerinin çıkışı buraya yönlendirilmektedir. Kapalı hacimde doğal taşınımın incelendiği bu tez çalışmasında, ARÇELİK OIM 24300 B ankastre fırınında, bacanın kaviteye açıldığı delikler alüminyum bant kullanılarak kapatılmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 : Baca deliklerinin kapatılması.

Bacadan emişi sağlayan havalandırma fanı aynı zamanda kumanda panelinde bulunan bileşenlerin üzerinden zorlanmış taşınım ile ısıyı çekmektedir (Şekil 3.9). Havalandırma fanının kapatılması, bahsedilen bileşenlerin sıcaklığının çok artmasına ve bu nedenle bu bileşenlerin bozulmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda, havalandırma fanının kapatılması termostat ayarını da bozmaktadır. Bu nedenle ARÇELİK OIM 24300 B ankastre fırınında, havalandırma fanı kapatılmamıştır. Bu durum kavite üzerinden çevreye geçen ısıнын bir miktar artmasına neden olmuştur.

Fırınlar çalıştırılmaya başlanırken termostat ayarından istenilen sıcaklık değeri seçilir. Fırının içinde bulunan bulp (sıcaklık sensörü), fırının içindeki havanın sıcaklığını ölçer ve istenilenden daha yüksek sıcaklıklar kaydetmeye başladığı anda fırının ısıtıcılarını kapatır. Fırının çalışmadığı bu devrede sıcaklık ölçümü devam eder ve sıcaklık belirli bir değerin altına düştüğünde tekrar devreye girip ısıtıcıları çalıştırır. Fırının bu çalışma çevrimi “on-off çevrimi” olarak isimlendirilir. Fırının çalışmadığı andaki doğal taşınımın incelenmeyeceği bu çalışmada, fırının ilk “off” devrine geçinceye kadar süren ön ısıtma çevrimi incelenmektedir. Fırın termostatın daha kararlı cevap vermesi için yapılan deneylerde termostat ayarı 150 °C 'ye ayarlanmıştır.

Fırında, kavite ile kapağın birleşim noktasında u conta bulunmaktadır. Fırın içinde ısınan havanın, burada bulunan u conta etrafından dış ortama geçtiği bilinmektedir. Kapalı

hacim şartının sağlanması için, kısıkaçlar kullanılarak kapağın kaviteye doğru ittirilmesi düşünülmüş, ikinci test köşesinde bulunan ARÇELİK 9630 PMI modeli üzerinde, Şekil 3.10 'da gösterildiği gibi test köşesine kısıkaçlar monte edilmiştir. Bu şekilde yapılan deneylerin sonucu Şekil 3.11 'de gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Kısıkaçlı ve kısıkaçsız durumun karşılaştırılması.



Şekil 3.12 : Fırının iç hacim uzunlukları.

Şekil 3.11 'de iki farklı deney, üç nokta üzerinden kıyaslanmaktadır. Sol duvar, iç cam ve fırının kavite merkezine konumlandırılan termoelemanlar kullanılarak kıyaslama yapılmaktadır. Fırın kapağına kısıkaçlar takılmadan ve takılarak, bu noktadaki sıcaklık

değişimi araştırılmıştır. Kıskaçın olması ve ya olmaması durumunda bu noktalardaki sıcaklıkların değişmediği gözlemlenmiştir.

Yapılan deney sırasında fırın kavitesinin iç yüzeylerinin, üst ısıtıcının ve kavite orta noktasının sıcaklıkları kaydedilmiştir. Kavitenin iç hacim uzunlukları $W = 420$ mm, $H = 350$ mm, $L = 460$ mm 'dir ve konumları Şekil 3.12 'de gösterildiği gibidir. Fırın içine yerleştirilen on iki adet termoelemanın geometrik konumları Çizelge 3.1 'de belirtilmektedir.

Yüzeylerin sıcaklıkları kaydedilirken, termoeleman ucunun ortam havasından etkilenmemesi için, ortam havasına bakan tarafları cam yünü ile yalıtılmıştır(Çizelge 3.1 'de TC1, TC2, TC3, TC9 ve TC10). Kavitenin orta noktasından alınan ölçümler ise beş noktadan alınmaktadır (Çizelge 3.1 'de TC4'ten TC8'e kadar). Üstten ve alttan ısıtma yapılan fırında, yüksek sıcaklıklar gözlemleneceği üst ısıtıcı ve kavitenin alt yüzeyinden sıcaklık ölçümleri alınırken (Çizelge 3.1' de TC11 ve TC12) K tipi, diğer ölçümlerde ise J tipi termoeleman kullanılmıştır.

Çizelge 3.1 : Termoelemanların konumları.

Termoeleman no	x / L	y / H	z / W	açıklama
TC1	0	0,5	0,5	sol duvar
TC2	1	0,5	0,5	sağ duvar
TC3	0,5	0,5	0	turbo sacı
TC4	0,5	0,5	0,5	merkez
TC5	0,78	0,5	0,5	merkez sağ
TC6	0,22	0,5	0,5	Merkez-sol
TC7	0,5	0,5	0,27	Merkez-arka
TC8	0,5	0,5	0,73	Merkez-ön
TC9	0,5	0,5	1	İç cam
TC10	0,5	0,5	kavite dışı	Dış cam
TC11	0,5	1	0,5	Üst ısıtıcı
TC12	0,5	0	0,5	Alt ısıtıcı
TC13	kavite dışı	kavite dışı	kavite dışı	ortam sıcaklığı

3.5 Belirsizlik Analizi

Ölçmeyi etkileyen temel sistematik hata kaynakları; kalibrasyondan kaynaklanan, veri elde edilirken yapılan, veri dönüştürülürken yapılan ve kavramsal hatalar bölümlerine

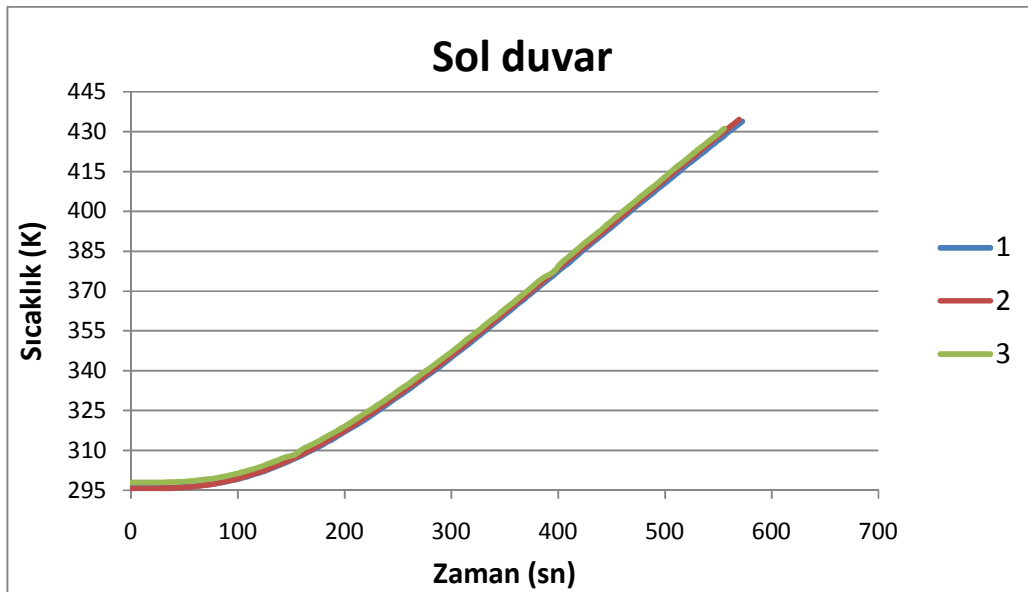
ayrılır. Herhangi bir ölçülen niteliğin, sistematik belirsizliği, (B_J), temel sistematik hatalarının, (B_J)_K, kareleri toplamının kareköküne eşittir.

$$B_J = \left[\sum_{k=1}^M (B_J)_k^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

J ve K tipi termoelemanların her ikisinde sistematik belirsizliğinin $\pm 1,1$ °C olduğu üretici firma tarafından belirtilmiştir. Multimetreyi üreten firma ise, sıcaklık ölçümlerinde cihazın sistematik belirsizliğini 1 °C olarak belirtmiştir. Denklem (3.2) 'de bu değerler yerine konulduğunda, sistematik belirsizlik 1.486 °C olarak hesaplanmaktadır.

3.6 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi

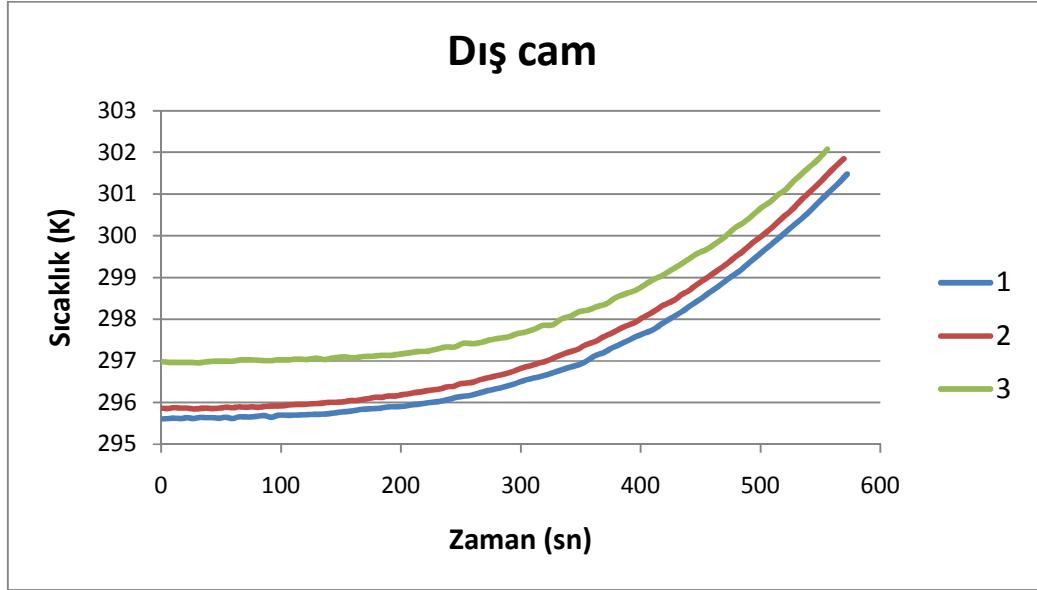
Farklı zamanlarda, deney düzeneğindeki termoelemanlar sökülüp tekrar yerleştirilerek yinelenerek yapılan deneylerde, deney sonuçlarının aynı olduğu görülmüştür. Şekil 3.13 'te; 1, 2 ve 3 olarak gösterilen üç farklı tarihte yapılmış deneylerde sol duvar sıcaklığının zamanla değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.13 : Sol duvar sıcaklığının zamana göre değişimi.

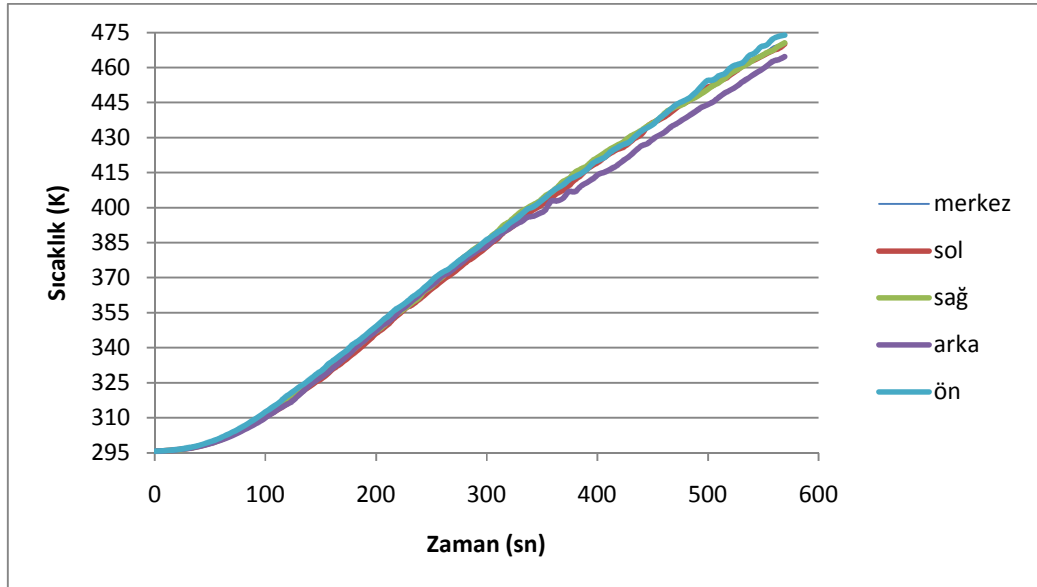
Üç farklı zamanda yapılan deneylerden ilk ikisinde ortam sıcaklık değeri aynıyken, üçüncü deneyde, ortam sıcaklığı 1 °C daha yüksektir. Bu durumun deneylerin tekrarlanabilirliğini etkilemediği Şekil 3.13 'te ve daha fazla deney verisinin karşılaştırıldığı Ek.A 'da gösterilmektedir. Sıcaklık değişiminin az olduğu ön camın üç

farklı zamanda yapılan deney sonuçları Şekil 3.14 'te gösterilmektedir. Bu grafikte, sıcaklık farkının 1 °C 'den başlayıp, deney sonuna doğru 0,5 °C sıcaklık farkından daha düşük mertebelere indiği gözlemlenmektedir.



Şekil 3.14 : Dış cam sıcaklığının zamana göre değişimi.

Kavite içinden alınan sıcaklık ölçümlerinin karşılaştırılması Şekil 3.15 'te yapılmaktadır. Çizelge 3.1 'de, TC4 'ten TC8'e kadar olan termoelemanlardan, birinci deneyde elde edilen sonuçlar gösterilmektedir.



Şekil 3.15 : Bir numaralı deneyde kavite içinden alınan sıcaklıkların karşılaştırılması.

4. GEOMETRİ ve SINIR KOŞULLARI

Ankastre fırın kullanılan çalışmada, model üzerindeki sınır şartlarını belirlenmesinde sabit ısı akısı veya sabit sıcaklıkta tutulduğu kabulünün gerçek durumla uyum sağlamadığı yapılan önceki araştırmalarda gözlemlenmiştir. Bu nedenle, sınır koşullarından gelen hataların bertaraf edilip, uygun çözdürücü seçimlerinin yapılabilmesi için, deney verileri kullanılarak sınır koşulları tanımlanmıştır. Deneysel veriler kullanılarak uygulanan sınır koşullarının kaldırılması aşamalı olarak yapılmıştır.

Yapılan deneylerde, fırın pişirme hacminin iç yüzeylerinin orta noktalarına termoelemanlar yerleştirilmiştir. Zamana göre bu noktalardaki sıcaklıklar kaydedilmiş ve GNUPLOT programı kullanılarak sıcaklığın zamanla değiştiği, beşinci dereceden fonksiyonlar elde edilmiştir. Bu fonksiyonlar “User Defined Functions” (Fluent, 2006b). kullanılarak uygun yerlerdeki ısıl sınır koşulları verilmiştir. Bu fonksiyonların kullanımına göre, iki farklı geometri hazırlanmıştır. Bu geometrileri ve uygulanan sınır koşullarını özetlemek gerekirse;

- Basit yaklaşım: Fırının sadece pişirme hacmi ve üst ısıtıcı modelinden oluşmaktadır. Fırında bulunan kapak ve yalıtım hacimlerini içermemektedir. Fırın iç duvarı olan sol, sağ, arka duvarlar ve cam duvarın ısıl sınır koşulu uygulanırken “UDF” kullanılmıştır. Üst ısıtıcı ve alt ısıtıcının da ısıl sınır koşulu “UDF” ile tanımlanmaktadır (Şekil 4.7).
- Fırın modeli: Fırının tam bir modeli olan bu durumda, kavite, üst ısıtıcı, kapak, conta ve yalıtım hacimleri bulunmaktadır. Gerçek durumla özdeş olması açısından, üst ve alt ısıtıcılarda ısıl sınır koşulları tanımlanırken yine “UDF” kullanılmıştır (Şekil 4.1). Işınımın kavitedeki etkilerini incelemek amacıyla bu durum ışınlı modeli eklenmeden çözülmüş, daha sonra da ışınlı modeli eklenmiştir.

Sıcaklık gradyeninin büyük olduğu kavite ortamında, kavite iç duvarlarına ışınlı ısı geçişi olmaktadır. basit durumunda kaydedilen deneysel veriler, ışınlı ısı geçişini içerdiğinden, bu durumlarda ışınlı modeli kullanılmamıştır. Işınımın etkilerini irdelemek ve ışınlı modelini uygun şekilde kurgulayabilmek için, ışınlı durum

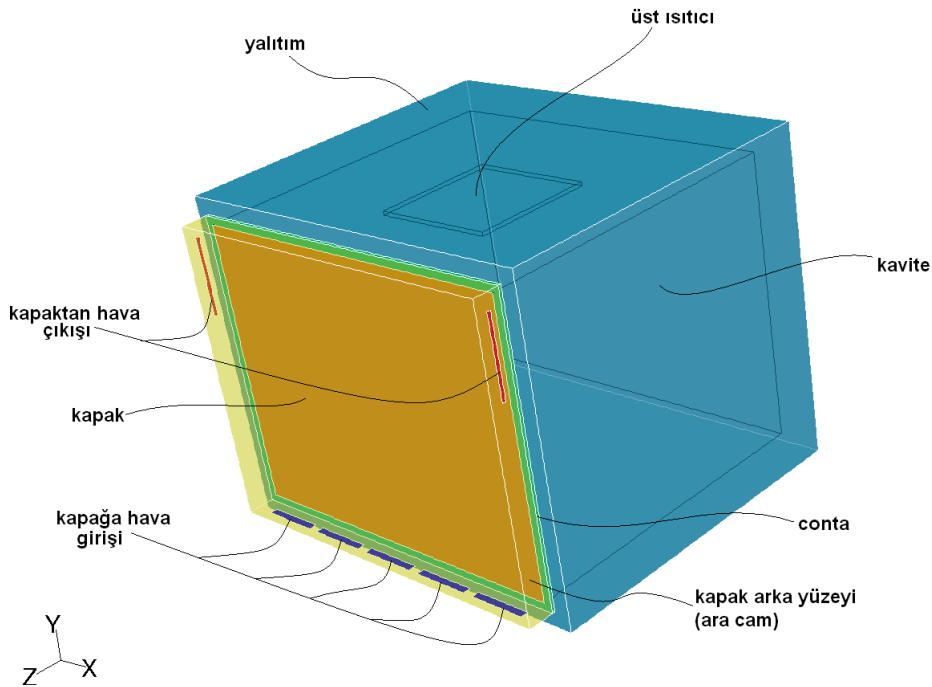
çözölmüş; daha sonra bir ışınlm modeli bu durum üzerine eklenerek ışınlımlı durum elde edilmiştir.

Ankastre fırınlarda, alt ısıtıcı geometrisinin üst ısıtıcı geometrisine benzediği bilinmektedir. Fakat koruma sacı nedeniyle, alt ısıtıcının geometrisinin gözlemlenmesi veya üzerinden sıcaklık değışimi verisi alınması olanaksızdır. Bu nedenle, deneysel veriler pişirme hacminin alt yüzeyinden, alt ısıtıcı koruma sacından, alınmıştır. Modeller üzerinde bu durum aynı şekilde korunmuş ve kavitenin alt yüzeyine “alt ısıtıcı” ismi verilmiştir.

4.1 Geometri

Pişirmenin yapıldığı iç kavitenin, kapağın, contanın ve yalıtımın boyutları fırın üzerinden alınan birebir ölçümlerle elde edilmiştir. Modellerin çizimi GAMBIT 2.3.16. versiyonu kullanılarak üç boyutlu hazırlanmıştır. Bu bölümde, geometrilerde yer alan her bir hacmin özellikleri anlatılmaktadır.

Genel olarak, fırın modeli beş hacimden oluşmaktadır. Bunlar; kavite, kapak, conta, üst ısıtıcı ve yalıtım hacimleridir. Işınımlı ve ışınlmsız durumunda tam olarak bulunan bu hacimler, şekil 4.1 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Işınımlı ve ışınlmsız durumun geometrik yapısı.

Kartezyen koordinat sisteminde çizilen kavite hacmi için x,y, z sırasıyla 460 mm, 360 mm ve 420 mm 'dir. Kavitenin ön yüzeyi cam, diğer yüzeyleri ise “çelik saç” ‘tır. Malzemelerin termofiziksel özellikleri Çizelge 4.2 ‘de verilmektedir. Şekil 4.2. ‘de bulunan gerçek üst ısıtıcı geometrisi, dikdörtgen elemanlardan oluşan ağ yapısı için dikdörtgen prizması şeklinde oluşturulmuştur. Modelin yüzey hacmi, gerçek ısıtıcının yüzey hacmine eşittir. Üst ısıtıcı hacmi oluşturulduktan sonra, bu hacim kavite hacminden çıkarılmış ve iki hacmin birbirleri ile ısı geçişinin olacağı yüzeyleri belirlenmiştir. Üst ısıtıcı hacmi, kavite üst duvarının 10 mm aşağısında bulunmaktadır.



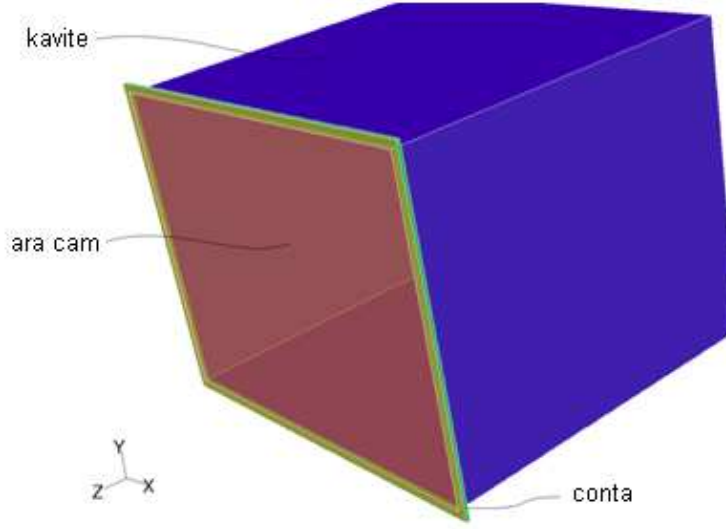
Şekil 4.2 : Fırın ısıtıcısı.

Kavite ön tarafına kapak hacminin eklenmesi, kapağa olan ısı geçişini modellemek açısından, conta hacminin de eklenmesini gerektirmektedir. Çerçeve şeklindeki conta hacmi eklendiğinde, contanın arasında kalan hacim, hava ile dolu olmakta ve kaviteye ilave olup, kavitenin hacmini bir miktar artırmaktadır.

Gerçek fırında, kavitenin ön yüzey çevresini “u conta” sarmaktadır. Dikdörtgenler prizması şeklinde modellenen conta, kavite hacminin üzerine gelmeksizin, ön yüzey etrafını çevrelemektedir (Şekil 4.3). Conta üzerine gelecek kapak hacmi, contanın ön yüzeyine yapışmaktadır. Isı geçişinde önemli bir parametre yüzey alanı olduğundan, conta modellenirken, “u conta” üzerinden ölçümler alınmıştır (et kalınlığı 4 mm; ısı geçişi olan yüzeyin yüksekliği ve genişliği, 10mm) ve eş ölçülerde model yaratılmıştır.

Kapak hacmi, conta hacmine yapışık durmaktadır, x ve y değerleri (sırasıyla 480 ve 380mm) conta ile eşit, z yönünde 35 mm’dir. Ara cam yüzeyi ile, conta- kapak arasında ve kapak- kavite arasında ısı geçişi olmaktadır. Ön yüzeyi de camdan oluşan kapağın yan yüzeyleri, ısı iletim katsayısı çelik saçtan daha düşük olan emayeli saçtan oluşmaktadır. Kullanıcı için emniyet tedbiri olan kapağın soğutulması, bu hacmin alt

yüzeyinde açılan deliklerden hava girişi ve yan yüzeylerindeki deliklerden hava çıkışı ile sağlanmaktadır. Alt ve yan yüzeylerde bulunan bu delikler, gerçek durumla eş ölçülerle modellenmiştir.



Şekil 4.3 : Conta ve kavite hacmi.

Kavitenin ön yüzeyi hariç diğer yüzeylerinin etrafında 3 mm kalınlığında yalıtım bulunmaktadır. Aynı bir hacim olarak ele alınan yalıtımın etrafını emayeli çelik saçtan oluşan yüzeyler kaplamaktadır.

Kavitenin arka yüzeyi ile yalıtım arasında, turbo fanının bulunduğu bölüm, çözümde kolaylık sağlaması açısından geometrik modellere dahil edilmemiştir. Bu bölümün kavite ile sınırını delikli saç oluşturmaktadır.

4.2 Ağ Yapısı

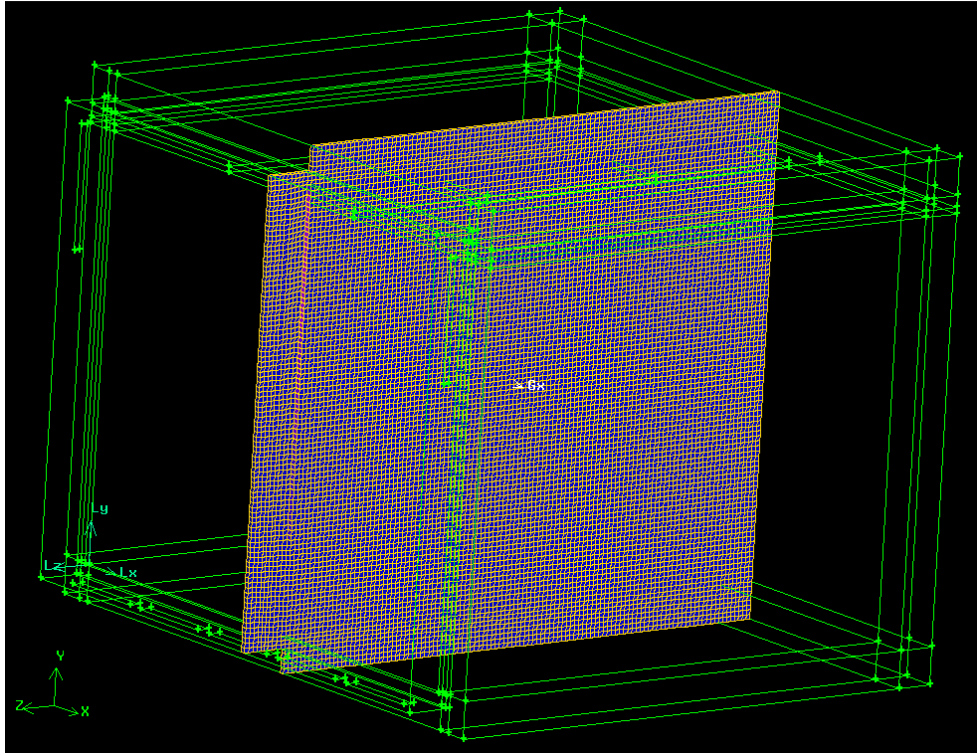
Ağ yapısı (mesh) cebirsel şekle dönüştürülmüş yönetici denklemlerin sayısal çözümü için, sınırlardaki yüzeylerin ve akış bölgesinin kontrol hacimlerine bölünmesiyle elde edilir. GAMBIT programında “structured” ve “unstructured” olmak üzere iki şekilde ağ yapısı oluşturulabilir. Sağladığı çözüm zamanının kısa olması gibi avantajlardan dolayı, bu çalışmada, “structured” ağ yapısı oluşturulmuştur.

Bu amaçla, altıyüzeyli elemanlar kullanılmıştır. GAMBIT ‘in sağladığı “Map” tipi algoritma ile altıyüzeyli elemanlar kullanılarak dikdörtgensel, “structured” ağ yapısı elde edilmiştir.

“Structured” ağ yapısının karışık geometrilerde uygulanması oldukça zordur. Nispeten daha basit olan bu çalışmadaki sistem geometrilerinde bazı ayarlamalar yapılarak bu ağ

yapısı oluşturulmuştur. Dikdörtgenler prizması şeklindeki ağ elemanlarının oluşumu için, dikdörtgenler prizması şeklinde hacimler gerekmektedir. Dikdörtgenler prizması olan üst hacmin ve kapağın ağ yapısı sorunsuz bir şekilde oluşmuştur. Fakat, kavite, çerçeve şeklindeki conta ve yalıtımın ağ yapısının oluşturulabilmesi için, bu hacimlerin daha küçük hacimlere bölünmesi gerekmiştir. Daha sonra bölünen hacimler, “Continuum Types” altında tekrar birleştirilmiştir. Şekil 4.3. 'de ısınlı ve ısınsız durumun ağ yapısı gösterilmektedir. Şekilde ağ yapısının sistem boyunca tek tip ve homojen dağılımlı olduğu görülmektedir. Ayrıca geometrinin kenarlarını gösteren yeşil çizgiler incelendiğinde, hacmin bölündüğü alt hacimler gözlemlenmektedir.

Ağ yapısı oluşturulurken, uygun bir algoritma seçilerek, kenarlar noktalarla aralıklara bölünmekte ve bu noktalar yüzeyler ve hacimler üzerinde süpürülmektedir. “interval size” algoritması kullanılan bu çalışmada, aralıkların uzunluğu (d), GAMBIT arayüzü ile girilmektedir. Kenar uzunluğu boyunca bu aralık ile kaç yerden bölündüğü, $n = L / d$ ile hesaplanır. Model çiziminde birim olarak mm kullanıldığından, gidilen “interval size” birimi de mm olmaktadır.



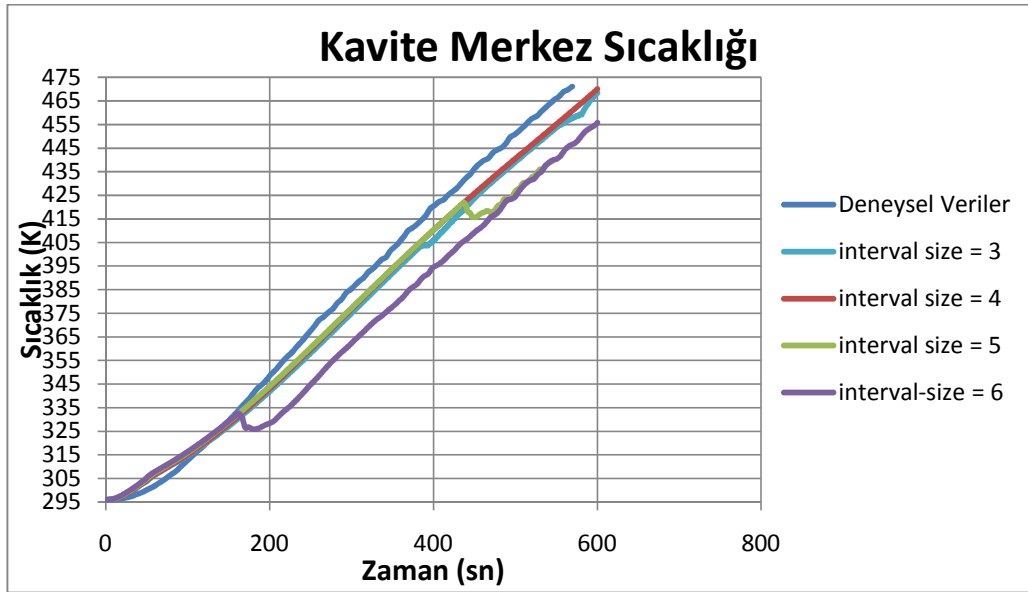
Şekil 4.4 : ısınlı ve ısınsız durum ağ yapısı.

Ağ yapısından bağımsızlığın araştırılması için, “interval size” 3, 4, 5, ve 6 değerleri kullanılarak farklı ağ yapıları oluşturulmuş ve basit durumda çözüm yapılmıştır. Çizelge 3.1. 'de her bir durumda kaç adet hücre olduğu gösterilmektedir.

Çizelge 4.1 : “interval size” boyutuna göre oluşan hücre sayısı.

“interval size”	Oluşan Hücre Sayısı
3	2 580 000
4	1 075 000
5	570 000
6	320 000

Şekil 4.5. ‘te her bir durumda kavite merkez sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmektedir. “interval size” 5 ve 6 durumlarında, çözümün salınım yaptığı, 200 iterasyon yapılmasına rağmen yakınsamadığı gözlemlenmiştir. “interval size” 5 durumunda 450. saniye civarında ve “interval size” 6 durumunda 150. saniye civarında gözlemlenen bu salınım durumunda; ağ yapısını oluşturan her bir hücre için tanımlanan uzunluk değerinin, belirli bir zaman sonrasında gradyenlerin hesabında ve akış çözümlemesine yetersiz kaldığı gözlemlenmiştir. “interval size” 4 ve 3 durumlarında benzer sonuçlar elde edildiğinden, daha az elemana sahip ve dolayısıyla daha az hesaplama zamanında çözümlenebilecek olan “interval size” 4 durumu tercih edilmektedir.



Şekil 4.5 : Farklı ağ yapılarında kavite merkez sıcaklığının zamana bağlı değişimi.

4.3 Zaman Adımı

Uygun zaman adımının seçiminde, Courant- Friedrichs- Lewy sayısı ya da CFL sayısı göz önünde bulundurulmuştur. CFL sayısı, N_{CFL} 'in tanımı (Patankar, 1980);

$$N_{CFL} = \frac{U\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (4.1)$$

Buna göre; zaman adımının hesabı;

$$\Delta t < \frac{\Delta x}{U} \quad (4.2)$$

Bu hesaplamada, Δx grid uzunluğunu ifade eder. Bu çalışmada, gridlerin boyutunun 0.004 m olduğu önceki kısımlarda belirtilmiştir. Uygun Δt 'nin hesaplanması için, gözlemlenebilecek en büyük hız tahmin edilmesi gerekmektedir. En yüksek hız değerini 0,1 m/sn olabileceği düşünülürse, zaman adımı Δt 0,04 sn olmaktadır. Zaman adımının azalması çözüm zamanını uzatmaktadır. Bu nedenle, çeşitli zaman adımları için çözüm yapılarak yakınsamanın sağlandığı ve uzun çözüm zamanı gerektirmeyen optimum değere ulaşılmaya çalışılmıştır.

4.4 Sınır Koşulları

DeneySEL verilere dayalı sınır koşulları elde edilirken, denklemin doğruluğu için LINUX işletim sisteminde çalışan GNUPLOT kullanılmıştır. FLUENT programında, çözüm parametrelerine kullanıcının müdahale etmesine olanak sağlayan “User Defined Functions” yani C programlama dili ve FLUENT 'in tanımladığı makrolardan oluşan kod yazılmıştır. Bu şekilde sınır koşullarının elde edilmesi sırasıyla anlatılırsa,

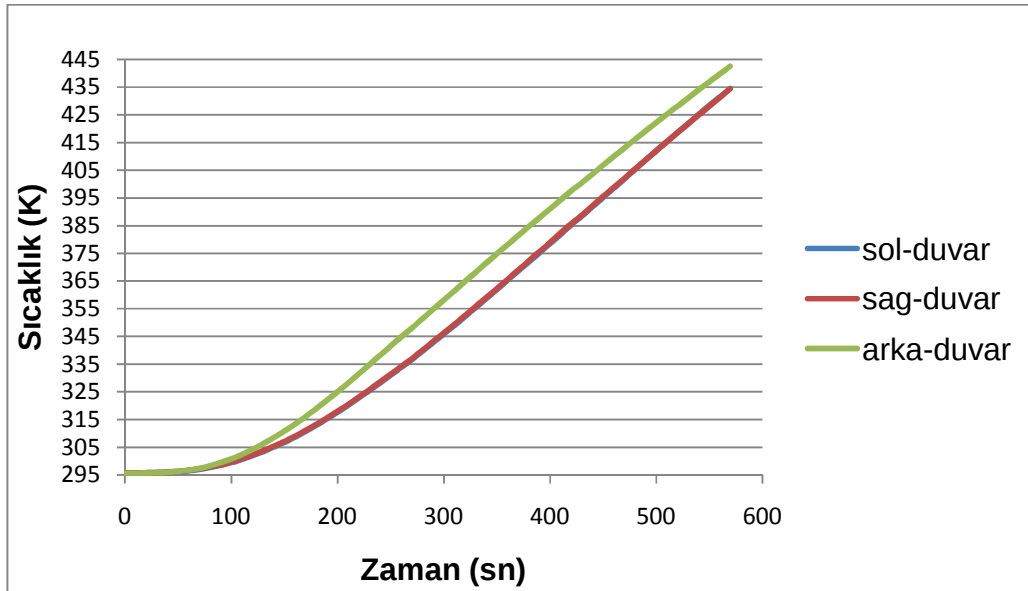
- 1- Deneyden elde edilen veriler, ilk sütunda zaman, ikinci sütunda sıcaklık değeri olmak üzere basit “text” dökümanı hazırlanmıştır.
- 2- LINUX işletim sisteminde uç birim (terminal) kullanılarak, “text” dökümanının bulunduğu dosya içine girilmiş ve GNUPLOT programı çağırılmıştır.
- 3- Aşağıdaki komut satırı kullanılarak beşinci dereceden regresyon eğrisi uydurulmuştur. GNUPLOT ile elde edilen yüzeylere ait zamana bağlı sıcaklık değişimi denklemleri EK B.1 'dedir.

$$f(x)=a*x*x*x*x*x + b*x*x*x*x + c*x*x*x + d*x*x + e*x + f$$

$$\text{fit } f(x) \text{ "text dosyasının adı" using 1:2 via a,b,c,d,e,f}$$

- 4- C kodu derleyicisinde, DEFINE_PROFILE komutu kullanılarak, zamana bağlı sıcaklık değişim denklemi girilmiştir ve uygun isimle kaydedilmiştir. EK A.2 'de üst ısıtıcı için hazırlanan “UDF” bulunmaktadır.
- 5- FLUENT ortamında, yazılan “udf” ler ”compile” ile çağırılmıştır ve “boundary conditions” opsiyonu altında, ısıl sınır koşullar belirlenirken, sıcaklık değeri olarak her yüzey için uygun olan “udf” seçilmiştir.

Yapılan deneylerde, kavitenin sağ ve sol duvarlarının aynı şekilde değiştiği, arka duvarın ise kabul edilebilir ölçüde, sağ ve sol duvarla aynı şekilde değiştiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.6. 'da, bu üç yüzeyin sıcaklık değişimi gösterilmektedir. Nihai hedeflerden birinin duvar sıcaklıklarını “udf” kullanmadan, deneysel çalışmalarla özdeş sonuçlar elde etmek olan bu çalışmada, her üç yüzey için ayrı “udf” yazmak yerine bir tane “udf” yazılmıştır.



Şekil 4.6 : Deneylerden elde edilen sağ, sol ve arka duvarlarda sıcaklığın zamana bağlı değişimi.

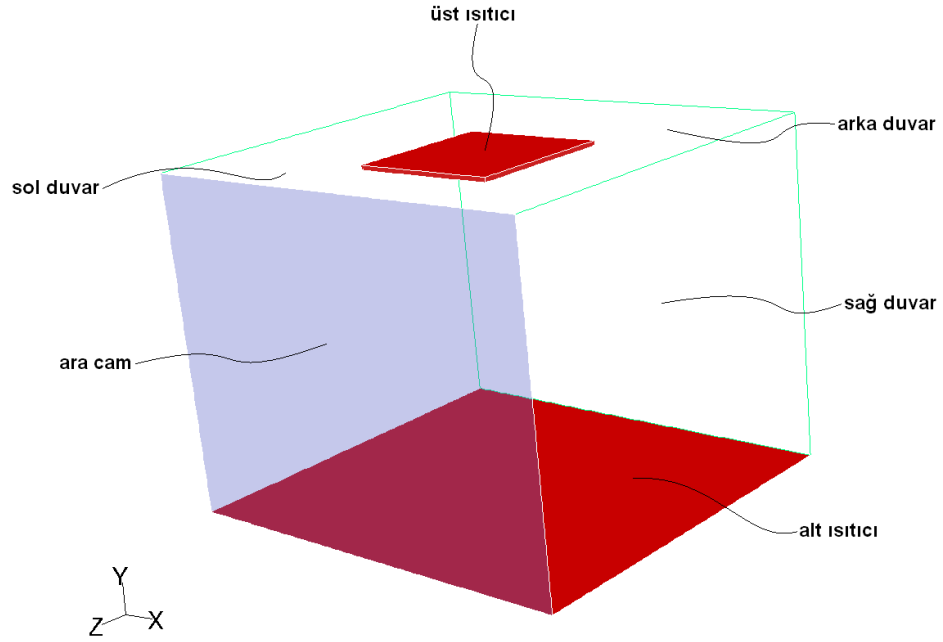
Ara cam, alt ve üst ısıtıcılar için farklı “udf”ler yaratılmıştır. Zamana bağlı sıcaklık gradyeninin yüksek olduğu alt ve üst ısıtıcılarda, sıcaklık değişimini tek bir denklem ile ifade etmenin yapılan kontrol işlemi sırasında yeterli olmadığı görülmüş, bu nedenle de, belirli bir zamana kadar bir denklem, bu zamandan sonra da başka bir denklem yaratılmıştır. Bu durum için if-else komutu kullanılarak “udf” yazılmıştır. Üretici firmadan elde edilen malzemelerin termofiziksel özellikleri Çizelge 4.2 'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.2 : Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri.

Malzeme	ρ (kg/ m ³)	C_p (J/ kg.K)	k (W/ m.K)
cam	2700	840	1,4
çelik sac	7854	495	54
emayeli sac	7503	518	10,96
yalıtım	128	1000	0,057
kauçuk	1100	2010	0.13

4.4.1 Basit yaklaşım için sınır şartları

Kavite ve üst ısıtıcı hacimlerden oluşan bu durumun geometrisi Şekil 4.7 'de verilmektedir. Sağ, sol, arka duvar için hazırlanan “side” isimli udf kullanılmıştır. Alt ve üst ısıtıcılar için sırasıyla “alt” ve “ust” udf’leri kullanılmaktadır. Üst ısıtıcı hacmi, kavitenin üst duvarının 10 mm aşağısına yerleştirilmiştir. Geometrinin ön yüzeyini oluşturan ve kapakla kavite arasındaki camı ifade eden “cam” isimli yüzeye, “ara-cam” isimli “udf” tanıtılmıştır. Kavitenin üst yüzeyi adyabatik olarak kabul edilmektedir.



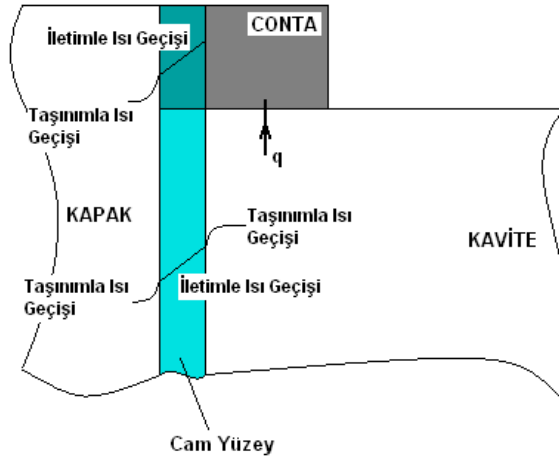
Şekil 4.7 : Basit yaklaşımın geometrisi.

4.4.2 Işınımsız durum için sınır şartları

Işınımsız durumunun geometrisi (Şekil 4.1), fırının tam bir modelidir. Bu modelde bulunan hacimlerin sınır koşulları sırasıyla tanıtılırsa;

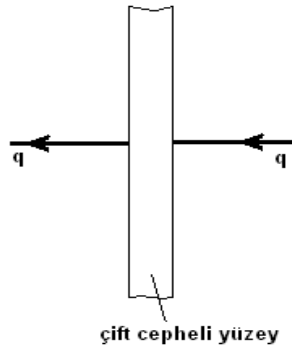
Kapak hacminin alt yüzeyindeki açıklıklardan hava girişi, “pressure-inlet”, yan yüzeylerindeki açıklıklardan hava çıkışı “pressure-outlet” sınırı ile tanımlanmıştır. Bu sınır şartları ile giriş ve çıkışlardaki çalışma basınçları tanıtılmaktadır. Bu basınç değeri başlangıç için ortam basıncına eşit ve bu açıklıklardan giriş ve çıkış yapan havanın sıcaklığı ortam sıcaklığı olan 296 K ‘dir. Ön yüzeyi de camdan olan bu hacmin, kenar yüzeyleri ve ön yüzeyinden çevre ortama taşınım ile ısı geçişi olmaktadır. Bu durum, ısıl sınır şartları altında, “convection” seçeneği ile, $h = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{\text{ortam}} = 296 \text{ K}$ verilerek sağlanmıştır.

Kapak hacminin kaviteye bakan yüzeyi olan ara camda, kenarlardan içeriye doğru 10 mm olan kısmı, kapak ve conta arasında paylaşılmaktadır. İç tarafı ise, kapak ve kavite arasında paylaşılmaktadır. Yüzeyin conta ve kapak arasında paylaşılan kısmında, contadan aracama doğru ısı geçişi olmakta ve kavite ve kapak arasında paylaşılan kısmında kaviteden ara cama doğru ısı geçişi olmaktadır. Fırına yan tarafından bakılan Şekil 4.8 'de, bu durumun imgelenmeye çalışılmıştır. Şekildeki mavi yüzey ara cam(koyu mavi taraf conta ile paylaşılan yeri, açık mavi kapak ile paylaşılan yeri göstermektedir), gri yüzey contayı temsil etmektedir. Cam yüzeyin bir tarafında kapak, diğer tarafında kavite hacmi bulunmaktadır. Contaya ısı akısı, kaviteden gelmektedir.



Şekil 4.8 : Ara cam yüzeyi üzerinde ısı geçişi.

Ara cam yüzeyi üzerinde conta ve kapak arasında paylaşılan kısım ile, kavite ve kapak arasında paylaşılan kısım için aynı sınır şartı kullanılır. Arka cam yüzeyi iki durumda da iki cepheli bir yüzeydir ve "coupled" sınır şartı ile tanımlanır. Bu şart ile, yüzey üzerindeki belirli bir noktaya gelen tüm ısı akısı vektörlerinin şiddetinin, o noktayı terk eden ısı akısı vektörlerinin şiddetine eşit olduğu (Kirchoff Yasası) kabulü yapılmaktadır. Şekil 4.9 'da "coupled" sınır şartı ile sağlanan ısı geçişi gösterilmektedir.



Şekil 4.9 : "coupled" sınır koşulu ile ısı geçişinin tanımlanması.

Üst ve alt ısıtıcılara, gerçek duruma paralellik açısından “udf” ‘le tanımlanan sınır koşulları verilmiştir. Kavitenin diğer iç yüzeylerine, yalıtım ile aralarında olan ısı geçişinin sağlanması için “coupled” sınır şartı verilmiştir.

Yalıtım hacminin etrafını saç ile kaplı olduğundan, bu yüzeylerin modelinde, özellikleri “materials” sekmesinden tanımlanan, uygun malzeme kullanılmıştır. Etrafından çevreye ısı taşınımı olan yalıtımın çevre yüzeyleri için, ısıl sınır koşullar altından “convection” seçilmiş ve $h = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{\text{ortam}} = 296 \text{ K}$ olarak tanımlanmıştır. Fırının üzerinde çalışan fan, deneyler yapılırken de çalıştığı için, yalıtımın üst yüzeyinden çevreye olan ısı taşınımı tanımlanırken $h = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{\text{ortam}} = 296 \text{ K}$ alınmıştır.

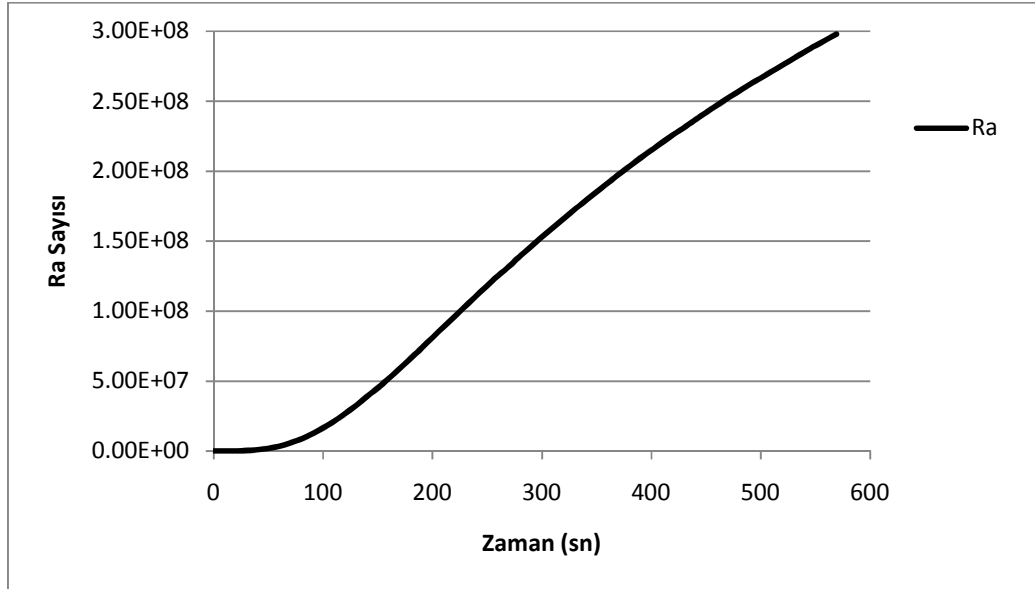
4.4.3 Işınımlı durum için sınır şartları

Duvarların emissivite değeri 0,85 alınmıştır. Isındıkça yüzey rengi değişen üst ısıtıcının emissivite değeri 0,3 alınmıştır. Ara cam yüzeyinin emisivite değeri ise 0,2 ‘dir. Kapak hacmi içinde de radyasyon çözümlemesi yapılmış ve yan yüzeylerinin emissivite değeri 0,85; ön camın emissivite değeri 0,3 alınmıştır. Havanın doğal taşınım modeline katılmadığı kabulü yapılmıştır.

5. TÜRBÜLANS MODELLERİ ve ÇÖZDÜRÜCÜ SEÇİMİ

5.1 Türbülans Modelleri

Havanın ısı iletim katsayısının düşük olması göz önüne tutularak, üstten de ısıtma yapılan sistemde ısıtma yüksekliğinin, kavite yüksekliğine eş kabul edilip hesaplanan Ra sayısının zamana göre değişimi Şekil 5.1 'de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere, Laminar başlayan akış, sıcaklık farkları ile birlikte kaldırma kuvvetinin artması ile türbülanslı akış özelliği kazanmakta, bir süre sonra kaldırma kuvveti viskoz kuvvetlerin çok üzerine çıktığında akış tümüyle türbülanslı olmaktadır.



Şekil 5.1 : Ra sayısının zamana göre değişimi.

Akışın, ısınmanın başlamasını izleyen zamanlarda laminar özellik göstermesi, literatürdeki benzer çalışmalarda kullanılan k- ϵ türbülans modelinin, akış karakterine göre değişim gösteren esnek versiyonlarının uygulanmasına yönlennmeyi gerektirmiştir. Bölüm 2.5. 'te ifade edilen Reynolds stres tensörünün, $\overline{u_i u_j}$, modellenmesinde türbülans kinetik enerji, k, ile bu enerjinin yayınarak yok olmasını ifade eden ϵ 'un geçişini ifade eden denklemler kullanılır. Reynolds stres tensörü, hız gradyanları ve türbülans viskozitesi (eddy viskozitesi) ile ilgili kabul yapılarak çözülür (Davidson, 2003).

ϵ ve C_μ 'nün farklı modellenmesine göre standart, RNG ve relizable olmak üzere üç çeşit model vardır. Standart ve diğer k- ϵ modelleri, ϵ modellenmesinde zayıf kalmaktadır. Bu çalışmada kullanılan realizable k- ϵ modeli ile, ϵ için farklı bir dinamik denklem kullanılmaktadır. k 'nın modellenmesi, diğerleri ile aynıdır. Realizable k- ϵ modelinde, “realizable” terimi, modelin normal gerilme üzerinde bazı matematiksel kısıtları giderildiğini ifade eder (Fluent 2006a).

Relizable k- ϵ modeli için türbülanslı kinetik enerji ve türbülanslı kinetik enerjinin kaybı aşağıdaki transport denklemlerinden elde edilir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (5.1)$$

ve

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \right. \\ \left. + S_\epsilon \right] \end{aligned} \quad (5.2)$$

C_1 aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (5.2.a)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (5.2.b)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (5.2.c)$$

G_k , ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerji oluşumunu, G_b , kaldırma kuvvetleri nedeniyle türbülans kinetik enerji oluşumunu, Y_M dilatasyonun enerji kaybına etkisini temsil etmektedir. $C_{1\epsilon}$ ve C_2 sabitlerdir, σ_k ve σ_ϵ ise sırasıyla k ve ϵ için Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ϵ kullanıcının tanımladığı kaynak terimleridir (Fluent 2006a).

Eddy viskozitesi, k ve ϵ 'un aşağıdaki gibi birleştirilmesiyle elde edilir (Fluent 2006a).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.3)$$

Realizable k- ϵ modelinde, C_μ diğer k- ϵ modellerinde olduğu gibi sabit değildir. Önemli bir özelliği ise, denklemdeki üretim terimi, k 'nın üretimini ihtiva etmez, diğer modellerle aynı G_k terimini içermez. Bu şekilde spektral enerji transferinin daha iyi temsil edildiği düşünülmektedir.

Diğer bir önemli özelliği ise, k çok küçük olsa ya da sıfırdan daha küçük mertebelerde olsa bile, yok olma teriminde bölen asla sıfır olmaz. Bu model, dönen homojen kesme akışları, jetler ve karışan katmanlar, kanal ve sınır tabaka akışları içeren geniş aralıktaki akışlar için geçerli kılınmıştır. Bütün durumlar için, Realizable k- ϵ modelinin performansı önemli ölçüde, Standart k - ϵ modelinden daha iyidir.

Doğal taşınım problemleri gibi, sıfırdan farklı bir değerde yerçekimi kuvveti tanımlandığında ve akış içinde sıcaklık gradyanları olduğunda, k- ϵ modellerindeki G_b terimi, kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji ve bu enerjinin dağılarak azalmasının hesaplanmasına kullanılır. Aşağıda açıklanan G_b 'de, Pr_t türbülans Prandtl sayısıdır.

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.4)$$

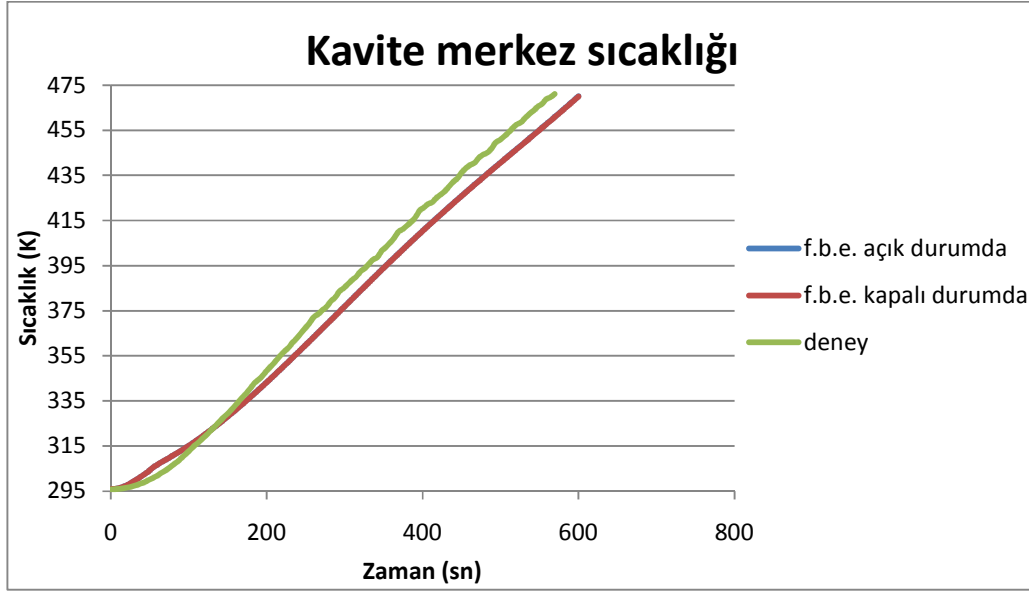
k denkleminden görüldüğü üzere, G_b arttıkça türbülans kinetik enerjisi artmaktadır. FLUENT programında sıfır olmayan yerçekimi ve sıcaklık (veya yoğunluk) gradyanı tanımlandığı sürece kaldırma kuvvetlerinin k 'nın oluşumuna etkisi dahil edilmektedir. Fakat kaldırma kuvvetlerinin ϵ üzerine etkisi FLUENT üzerinde olağan olarak göz ardı edilmektedir. Bu etkinin de hesaplamalarda bulunması için, FLUENT 'te viskoz modelleri panelinde, “Full Buoyancy Effects” seçeneği aktif hale getirilmelidir. Kaldırma kuvvetlerinin ϵ üzerindeki etkisi, $C_{3\epsilon}$ sabitine bağlıdır. $C_{3\epsilon}$ hesabı aşağıdaki şekilde yapılır;

$$C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (5.5)$$

Akış yönü, yerçekimi vektörü ile aynı yönde ise $C_{3\epsilon} = 1$; dik yönde ise $C_{3\epsilon} = 0$ alınır (Fluent 2006a).

“full buoyancy effects” opsiyonu aktif hale getirilmediğinde, “interval size” 4 olan basit durumda çözümün çok değişmediği fakat, “interval size” 5 olduğunda çözümün salınım

yaptığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, “full buoyancy effect” opsiyonu açık olarak çözüm yapılmıştır. Şekil 5.2 ‘de “interval size” 4 iken, bu opsiyonun açık ve kapalı olması durumunda, merkez noktası sıcaklık değişiminin aynı olduğu gösterilmektedir.



Şekil 5.2 : “full bouyancy effect” opsiyonu etkisi.

5.1.1 Duvar Fonksiyonları

Türbülanslı akışlar, akış bölgesini çeviren duvarlardan önemli ölçüde etkilenirler. Duvarda yerine getirilen kaymama şartı, ortalama hız değerini etkilemektedir. Duvar yakınlarındaki viskoz sönümlenme, teğet yöndeki hız çalkantılarını azaltırken, duvara normal çalkantılar da kinematik blokaj nedeni ile azalır. Duvarın yakınındaki bölgelerden dışarıya doğru ilerledikçe, ortalama hızdaki büyük gradyenler nedeniyle türbülans hızla artar. Duvara yakın bölgelerde ise çözüm değişkenleri büyük gradyenlere sahiptir. Bu nedenle duvarlarla sınırlanmış hacimler içindeki akışlarda, duvar yakınlarındaki bölgelerde akışın tam olarak temsil edilmesi gereklidir.

Duvar yakınındaki bölgeler üç tabakaya ayrılmaktadır. Duvara en yakın tabaka, “viskoz alt tabaka” ‘dır. Bu tabakada akış laminardır ve kütle, momentum ve ısı geçişinde viskozite baskındır. En dış tabaka “tam türbülanslı”dır. Bu iki tabakanın arasında kalan bölgede, türbülans ve moleküler viskozite eş önemdedir ve “tampon tabaka” olarak isimlendirilir.

Türbülans sınır tabakalar ise iç ve dış bölgeler olmak üzere iki kısma ayrılmaktadır. İç bölge, viskoz alt tabaka, tampon bölge, ve tam türbülanslı tabakalarından oluşur. Türbülanslı sınır tabakanın geri kalanı ise dış bölgedir.

Türbülanslı sınır tabakanın birçok tabakaya ayrılması, boyutsuz hız u^+ ve boyutsuz yüzey koordinatının normali y^+ ile tanımlanır. Bu boyutsuz sayıların tanımı aşağıdaki gibidir (Hoffmann, 2000).

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (5.6)$$

ve

$$y^+ = y \frac{u_\tau}{\nu} \quad (5.7)$$

u_τ sürtünme hızıdır ve duvar kesme gerilmesi τ_w , nin fonksiyonudur.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.7.a)$$

Çeşitli tabakaların boyutsuz sayılara göre tanımlanması aşağıdaki gibidir. Grafiksiz olarak Şekil 5.3 ‘te gösterilmektedir.

$y^+ < 5 \rightarrow$ viskoz alt tabaka

$y^+ < 50 \rightarrow$ geçiş bölgesi

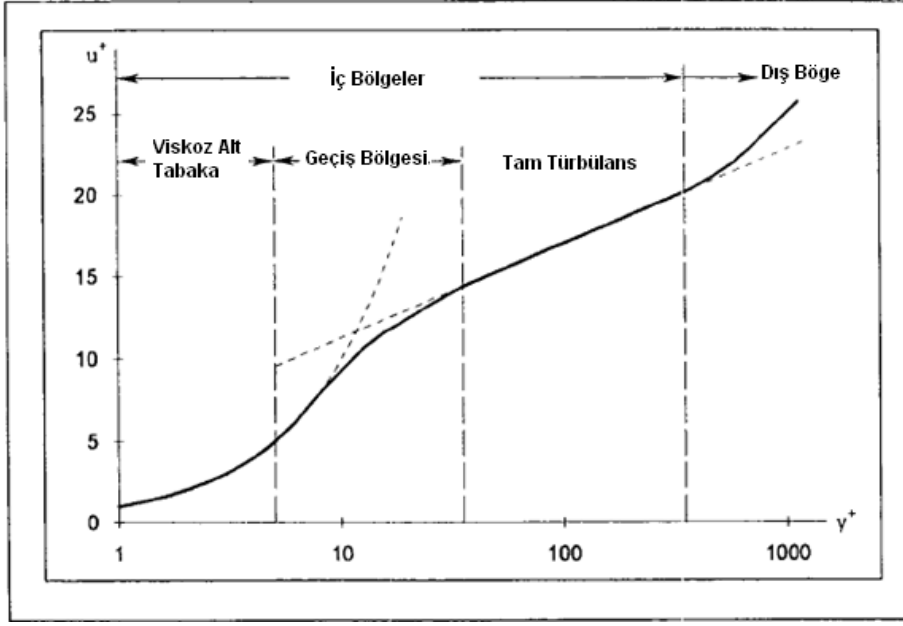
$y^+ > 50 \rightarrow$ tam türbülanslı tabaka

ve

$y^+ < 100 \sim 400 \rightarrow$ iç bölgeler

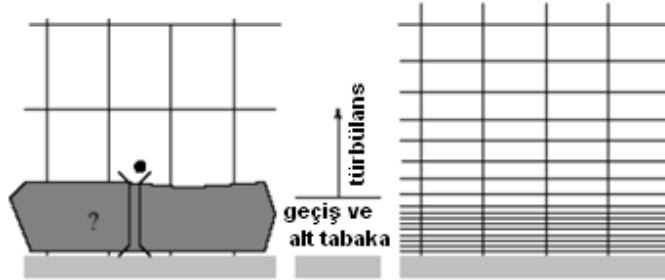
$y^+ > 100 \sim 400 \rightarrow$ dış bölgeler

Duvar yakınındaki bölgelerin çözümünde iki yaklaşım vardır. Duvar fonksiyonlarının kullanıldığı yaklaşımda, viskozitenin etkilediği tabakalar çözülmez, yarı- deneysel formüller, tam türbülans tabakayı ve viskozitenin etkilediği tabakalar arasında köprü olarak kullanılır. Diğer yaklaşımda ise, türbülans modelleri, viskozitenin etkilediği tabakaları da çözecek şekilde modifiye edilir. Bu yaklaşım, “duvar yakını modelleri” olarak adlandırılır. Her iki yaklaşımın da şematik açıklaması Şekil 5.4 ‘te gösterilmektedir (Fluent, 2006a). Bu çalışmada duvar fonksiyonları kullanılmaktadır.



Şekil 5.3 : Türbülanslı akışta boyutsuz hız profili (Hoffmann, 2000).

FLUENT programı, duvar yakınındaki bölgelerin çözümüne dört farklı alternatif sunmaktadır. Bu çalışmada, duvar fonksiyonları içeren “Standard wall functions” ve duvar yakını modellemesi metoduyla oluşan “enhanced wall treatment” kullanılmıştır.



Şekil 5.4 : Duvar yaklaşımı ve duvar fonksiyonları.

- Standart Duvar Fonksiyonları

Hız ve sıcaklık (veya başka skalerler) için duvar yasaları (laws-of-the-wall), duvar yakını türbülans nicelikleri için çeşitli formüller içermektedir.

Momentumun korunumu için, duvar yasaları aşağıdaki şekildedir.

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (5.8)$$

$$U^* \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (5.9)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (5.10)$$

κ = Von Kármán sabiti (=0,4187)

E = ampirik sabit (=9,793)

U_P = Akışkanın P noktasındaki ortalama hız

k_P = P noktasındaki türbülans kinetik enerjisi

y_P = P noktasından duvara kadar mesafe

μ = akışkanın dinamik viskozitesi

Ortalama hız için, logaritmik kanunun $30 < y^* < 300$ arasında geçerli olduğu bilinmektedir. FLUENT, $y^* > 11,25$ olduğunda uygulamaktadır (Fluent, 2006a).

Momentum ve enerji geçişi arasındaki “Reynolds’ analogy”, ortalama hız için benzer bir logaritmik kanun verir. FLUENT programında, sıcaklık için duvar yasalarını iki farklı şekilde uygulanmaktadır:

- İletiminin önemli oluşu ısı iletim tabakası için, lineer kanun uygulanır.
- Türbülans etkilerinin taşınımında baskın olduğu, türbülanslı bölgelerde logaritmik kanun uygulanır.

Isı iletim tabakası kalınlığı, viskoz alt tabaka kalınlığından farklıdır ve akışkandan akışkana göre değişmektedir. Düşük Prandtl sayılı akışkanlarda (hava gibi) ısı iletim tabakası kalınlığı, viskoz alt tabaka kalınlığından daha azdır.

- Duvar Yakınında Kullanılan Modeller:

“Genişletilmiş Duvar Davranışı”(Enhanced wall treatment) modeli, iki-tabaka modelini birleştiren duvar yakını modelidir. Laminar alt tabakanın (genellikle $y^+ \approx 1$) çözülmesindeki kısıt, duvar yakınındaki ağ yapısının yeteri kadar ince olmasıdır. Kontrol hacmi içerisindeki ağ yapısının incelenmesi çözüm zamanını uzatmaktadır.

FLUENT’in duvar yakını modeli, viskozitenin etkilediği bölgeleri tamamen çözmektedir. İki-tabaka yaklaşımı, “enhanced wall treatment” in integral kısmıdır ve türbülans viskozitesi ve ε ‘un belirlenmesinde kullanılır. Bu yaklaşımda, bütün çözüm alanı iki bölüme bölünür, bu bölümler viskozitenin etkilediği bölüm ve tam türbülans bölümüdür. İyi bölümün ayrılması, duvar-uzaklığı-tabanlı türbülans Reynolds sayısına bağlıdır. Re_y aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (5.11)$$

y, ağ yapısındaki hücre merkezi ile duvar arasındaki “normal” uzunluktur. FLUENT ‘te y ‘nin hesaplanması;

$$y \equiv \min \|\vec{r} - \vec{r}_w\| \quad (5.12)$$

$\vec{r}$ alandaki pozisyon vektörüdür, $\vec{r}_w$ ise duvar sınırındaki pozisyon vektörüdür.

Tam türbülanslı bölgede, k-ε modeli uygulanır. Viskozitenin etkilediği bölgede tek denklemlili Wolfstein modeli uygulanır. Bu modelde, momentum denklemi ve k denklemi, k-ε modelindeki gibi hesaplanır fakat türbülans viskozitesi, μ_t , aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\mu_{t,2\ layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (5.13)$$

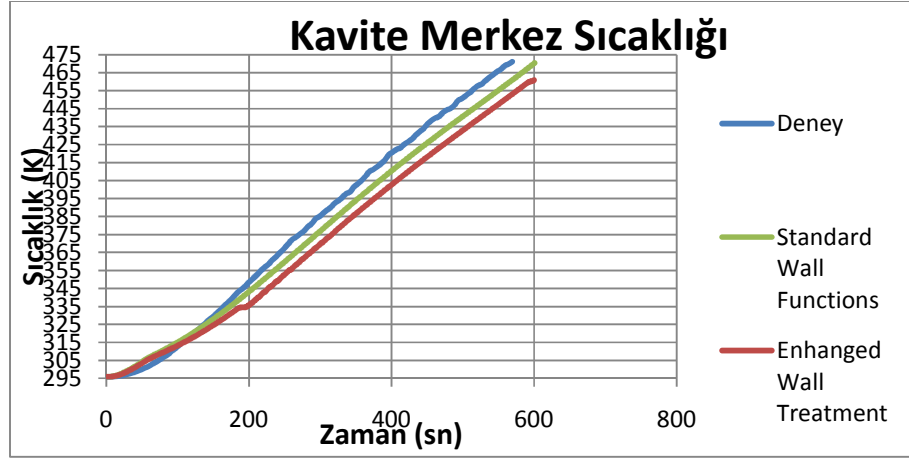
Uzunluk ölçeği olan l_μ ‘nin hesabı;

$$l_\mu = y C_l^* (1 - e^{-Re_y/A_\mu}) \quad (5.13.a)$$

olarak yapılır. Yüksek Re sayılarında, iki tabakalı akış tanımı karışmaktadır. A_μ sabittir ve değeri 70 ‘tir. C_l^* ise;

$$C_l^* = \kappa C_\mu^{-3/4} \quad (5.13.b)$$

Bu çalışmada, standart duvar fonksiyonları “Standard wall functions” ve duvar yakınının modellendiği “enhanced wall treatment” kullanılmıştır. Yapılan çözümler sonucunda, “Standard wall functions” ile elde edilen kavite merkez noktası sıcaklığının deneysel verilere daha iyi uyum sağladığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.5).

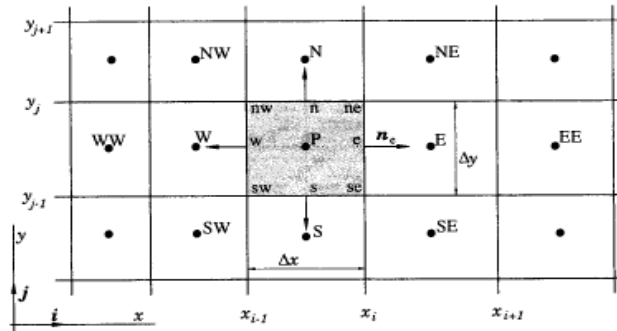


Şekil 5.5 : “Standard wall functions” ve “enhanced wall treatment” karşılaştırması.

5.2 Çözdürücü Seçimi

Sayısal çalışmalarda ilk adım; yönetici denklemler, ilave denklemler ve sınır koşullarından oluşan matematiksel modelin belirlenmesidir. Kısmi diferansiyel denklemlerden veya integral içeren diferansiyel denklemlerden meydana gelen matematiksel modelin çözümü, zaman ve boyutsal olarak ayrıklaştırarak yapılır. Ayrıklaştırma metotları içinde en önemlileri; sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacim metotlarıdır. Bu çalışmada sonlu hacim metodu ile ayrıklaştırma yapılmıştır.

Sonlu hacim metodunu kısaca tanımlamak gerekirse; bütün kontrol hacimlerinin merkezinde, sayısal bir merkez düğümü bulunmaktadır ve bu merkez düğümde parametre değerleri hesaplanacaktır. Parametre değerlerinin belirlemek için kontrol hacmi yüzeyinde interpolasyon uygulanır. Uygun sayısal integraller kullanılarak yüzey ve hacim integrallerinin yaklaşık değeri elde edilir. Sonuç olarak, her bir kontrol hacmi içi bir cebirsel denklem elde edilir, bu denklemde komşu düğüm noktaları bulunur (Ferziger ve Peric, 2002).



Şekil 5.6 : İki boyutlu Kartezyen koordinat sisteminde kontrol hacmi ve komşu kontrol hacimleri (Ferziger ve Peric, 2002).

Sonlu hacim metodu, korunum denklemlerinin integral formunu kullanır. Çözüm yapılacak alan ağ yapısı oluşturularak daha küçük kontrol hacimlerine bölünür. İntegral korunum denklemi, her bir kontrol hacmine uygulanır. Eğer, her bir kontrol hacminin denklemleri toplanırsa, evrensel korunum denklemi elde edilir. Tek bir kontrol hacmi için cebirsel denklemi elde etmek için, yüzey ve hacim integrallerine kareleme formülleri (quadrature formulae) yaklaşımı uygulanmalıdır. Taşınım ve difüzyon akıları için, skaler bir büyüklük olan ϕ 'nin değeri ve hücre yüzeylerinin normallerine göre gradyeni gereklidir. Aynı zamanda kaynak terimlerinin integralleri için bu değerler gereklidir. Bu değerlerin, interpolasyonla düğüm değerlerindeki değerleri ifade edilmelidir. Bunun için çeşitli yöntemler mevcuttur. ϕ 'nin ve hücre yüzeyindeki (Şekil 5.6'daki e yüzeyi) normal türevinin değeri, yaklaşımlarla bulunabilmektedir (Ferziger ve Peric, 2002), Bu çalışmada “upwind” interpolasyon tekniği kullanılmaktadır.

“upwind” yaklaşımında, arayüzey üzerindeki ϕ 'nin değeri, akı yönündeki hücre merkezinin değerine eşittir. Şekil 5.6 'daki merkez düğümü P olan hücrenin e yüzeyi göz önüne alınırsa (Patankar, 1980), (Ferziger ve Peric, 2002).;

$$(\rho u)_e > 0 \text{ ise; } \phi_e = \phi_P$$

$$(\rho u)_e < 0 \text{ ise; } \phi_e = \phi_E$$

5.2.1 Ayrıklaştırma

- Uzaysal ayrıklaştırma

FLUENT, skaler ϕ 'nin ayrıklaşmış değerlerini hücre merkezlerinde depolar. Fakat, taşınım terimleri için, yüzey değerleri de, ϕ_f , gerekmektedir. Bu değerler, yukarıda anlatılan, “upwind” interpolasyon tekniği kullanılarak elde edilir.

Bu çalışmada; momentum, türbülans kinetik enerji, kinetik enerjinin dağılımı ve enerji denklemlerinin uzaysal ayrıklaştırılmasında FLUENT programında tanımlı “First-Order-Upwind” taslağı kullanılmıştır. Herhangi bir değişkenin hücre merkezindeki değeri, hücre-ortalama değerini temsil ettiği kabul edilir ve hücre boyunca mevcut durum muhafaza edilir. Böylece, yüzey değeri ϕ_f hücre merkezindeki ϕ değerine eşit kabul edilir. Birinci dereceden doğruluğun yeterli olduğu durumlarda kullanılır (Fluent, 2006a).

- Zaman ayırıştırması

Zamana bağılı simülasyonlarda, yönetici denklemlerin ayrıştırılması hem zamana bağılı, hem de uzaysal olmaktadır. Zaman ayrıklaştırması, diferansiyel denklemdeki her terimin zaman adımı boyunca integrasyondur.

”Örtülü “ (implicit) yöntemin kullanıldığı bu çalışmada, genel bir tanım için, değişken ϕ aşağıdaki şekilde tanımlanır;

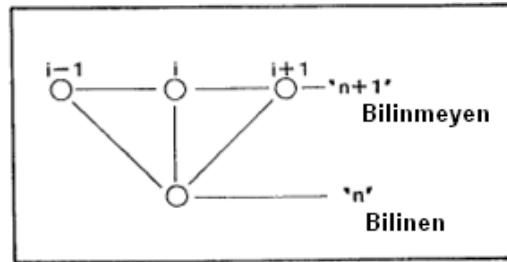
$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (5.14)$$

İçinde bulunulan zaman adımı “n” ile ifade edilirken, bir sonraki zaman adımı “n+1” ile ifade edilmektedir. Örtülü fark formülleri yukarıdaki denkleme uygulanırsa;

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad (5.15)$$

elde edilir.

Yukarıdaki denklemde Birinci dereceden doğru olan geri fark formülleri kullanılmıştır. Denklemde sadece ϕ^n bilinmektedir ve $F(\phi^{n+1})$ bilinmeyen değişkenlerden olduğundan, bilinmeyen sayısı birden fazladır. Şekil 5.7 'da, zaman adımı n ile, ağ yapısındaki hücreler, $i - 1$, i ve $i + 1$ ile gösterilmektedir.



Şekil 5.7 : Örtülü formüller için grid noktaları.

Örtülü denklemler, her bir zaman adımı için iteratif olarak çözülür ve sonraki zaman adımına geçilir.

5.2.2 Gradyenler ve türevlerin değerlendirilme yöntemleri

Gradyenler sadece hücre yüzeylerindeki skaler değerlerinin yapılandırılmasında değil, ikincil difüzyon terimleri(secondary diffusion term) ve hız türevlerinde de kullanılır. Korunum denklemlerinde, taşınım ve difüzyon terimlerinin hesaplanması için $\nabla\phi$ gradyeni kullanılmaktadır. Bu gradyenin ayrıklaştırılmasında “Green-Gauss Cell-

Based”, “Green-Gauss Node- Based” ve “Least Squares Cell-Based” metodlarından, dosyanın kontrolünün yapıldığı “case check” opsiyonunda önerildiği üzere, “Green-Gauss Cell-Based” metodu tercih edilmiştir.

Green-Gauss Teoremiyle, skaler ϕ ‘nin gradyenlerinin hesabında, hücre merkezindeki değeri aşağıdaki şekilde hesaplanır,

$$(\nabla\phi) = \frac{1}{v} \sum_f \overline{\phi_f} \overrightarrow{A_f} \quad (5.16)$$

5.2.3 Lineer sistemin çözümü

Ayrıklaştırılmış skaler geçiş denklemi, hücre merkez düğümündeki bilinmeyen skaler değişken ϕ ‘yi içerir. Bu durum komşu hücreler için de geçerlidir. Lineer olmayan bu denklemin, lineerleştirilmiş hali aşağıdaki gibi yazılır.

$$a_p \phi = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (5.17)$$

Yukarıdaki nb alt indisi komşu hücreleri temsil eder. Skaler büyüklük olan ϕ ve ϕ_{nb} ‘nin lineerize katsayıları a_p ve a_{nb} ile gösterilmiştir. Komşu hücrelerin sayısı, hücrenin yüzeyleri kadardır.

Benzer denklemler, ağ yapısındaki tüm hücreler için yazılır ve bir matris formu oluşturularak çözümlenir.

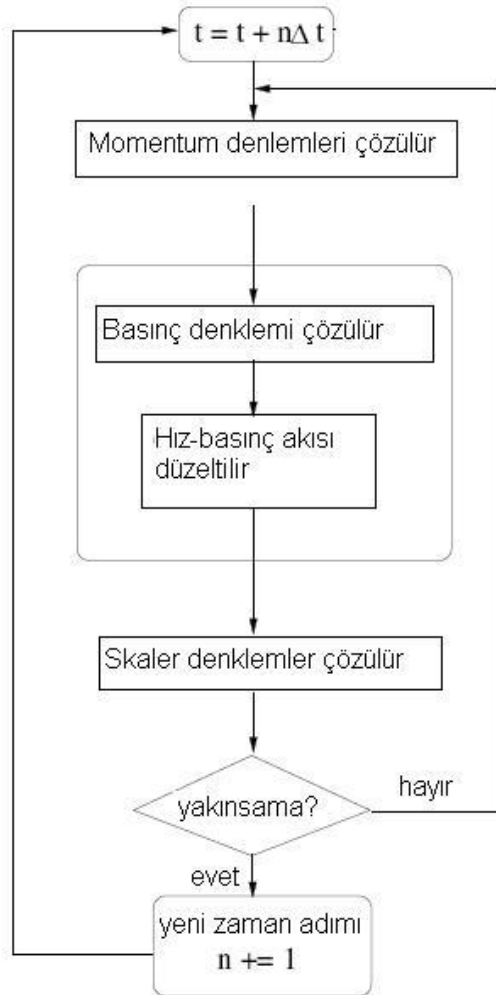
5.2.4 Akış çözücü seçimi

Bu bölümün başında anlatılan kontrol hacmi tekniği ve ayrıklaştırma metodlarıyla yapılan çözümü özetlemek gerekirse,

- Akış alanı ağ yapısına bölünerek, üzerinde hesap yapılacak kontrol hacimleri elde edilmiştir.
- Yönetici denklemlerin herbir kontrol hacmi üzerinde integral işlemi;bağlı değişkenleri (hız, basınç ve sıcaklık gibi) ayrıklaştırılarak, cebirsel denklemler elde edilmiştir.
- Ayrıklaşan denklemler, lineerleştirilmiş ve sonuç olarak lineer denklem sistemi elde edilmiştir. Bağlı değişkenlere göre güncellenerek tekrar tekrar denklem takımı çözülmüştür.

Yukarıda bahsedilen çözümlerde, basınç ve yoğunluğun elde edilmesinde iki metot bulunur. Her iki metotta da hız, momentum denkleminde elde edilir. Birinci metot, yoğunluk tabanlı çözücü (density-based solver) kullanıldığında, süreklilik denklemleri yoğunluğun bulunmasında kullanılırken, basınç hal denklemlerinden elde edilir. Basınç tabanlı çözücü (pressure-based solver) metodunda ise, basınç için süreklilik ve momentum denklemlerinin işlenmesiyle elde edilen basınç düzeltme denklemleri veya basınç denklemleri kullanılır.

Yönetici denklemlerin lineer olmaması ve birbirleri ile ilişik (coupled) olmaları nedeniyle, yakınsama sağlanıncaya kadar birçok iterasyon yapılmaktadır. Bu çalışmada gerçekleşen zamana bağımlı ve “basınç tabanlı çözücü” kullanılan çözümlemede, herbir iterasyonda tekrarlanan adımlar, Şekil 5.8 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 5.8 : Çözüm prosedürü (Fluent, 2006a).

5.2.5 Momentum ve süreklilik denklemlerinin çözümü

Momentum ve süreklilik denkleminin “basınç tabanlı çözücü” kullanımına yönelik ayrıklaştırılması bu bölümde anlatılmaktadır. Anlaşılabilirlik açısından, sürekli rejimdeki süreklilik ve momentum denklemleri kullanılmaktadır. Bu denklemlerin integral formu aşağıdadır.

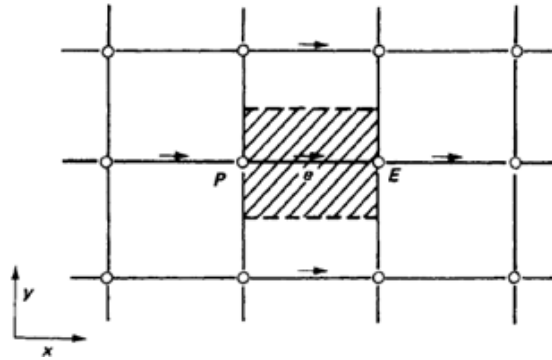
$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (5.18)$$

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = - \oint \rho \mathbf{I} \cdot d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int \vec{F} \cdot dV \quad (5.19)$$

$\mathbf{I}$ birim matris, $\bar{\tau}$ gerilim tensörü ve $\vec{F}$ kuvvet vektörüdür.

- Momentum Denkleminin Ayrıklaştırılması

Momentum denkleminin ayrıklaştırılması, skaler ϕ 'nin ayrıklaşmasına benzemektedir. Basınç dağılımı biliniyorsa, skaler ϕ 'nin ayrıklaşması ile aynı şekilde elde edilir, ϕ hız bileşenini ifade eder. Değişimli grid yapısı (staggered grid), momentum denklemleri ayrıklaşmasını skaler ϕ 'nin ayrıklaşmasından daha farklı olmasına neden olur. x momentum denklemini için değişimli kontrol hacmi, Şekil 5.9 'de verilmektedir.



Şekil 5.9 : u için kontrol hacmi.

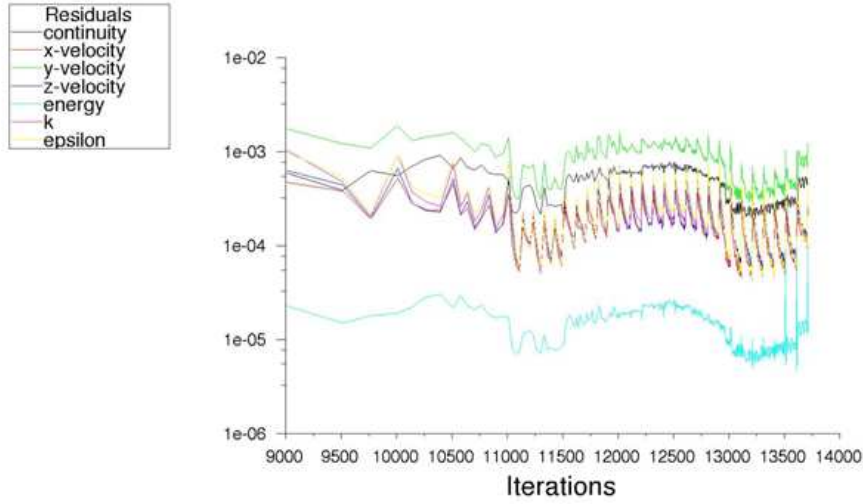
Şekil 5.9 'da gösterilen değişimli grid yapısı, bilinen grid yapısından farklı değildir. Taranarak gösterilen kontrol hacmi, sadece x yönünde değişimlidir. Bu yöne göre normal olan yüzeyler, P ve E noktaları üzerinden geçmektedirler. Bu sayede, u hızı için kontrol hacmi üzerine etkiyen basınç kuvveti, p_P ve p_E 'nin farkından hesaplanabilmektedir. Bu yolla elde edilen 3 boyutlu x- momentum denklemini aşağıdaki gibidir.

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum p_f A \cdot i + S \quad (5.20)$$

Üç boyutlu olduğu için altı adet komşu hücre olacağından, altı adet komşu u olacaktır. a_{nb} taşınım ve difüzyonun birlikte kontrol hacmi üzerindeki etkisini içerir. p_f her bir yüzeydeki basınç farkıdır. S kaynak terimlerdir.

Momentum denklemi, basınç verildiğinde ya da tahmin edildiğinde çözülebilmektedir. Eğer, basınç doğru değerinde uygulanmazsa, elde edilen hız, süreklilik denklemini sağlamamaktadır.

FLUENT programının çözücüsünde, basınç ve hız hücre merkezinde ifade edildiğinden., basınç değerlerinin yüzeydeki değerinin interpolasyonu gerekmektedir. Doğal taşınım problemleri için, bu interpolasyon tekniklerinde Gövde Kuvveti Ağırlıklı (“body-force-weighted”) Yöntem ve Değişimli Grid Yapısında Basınç Yöntemi (PRESTO, PREssure STaggering Option) önerilmektedir. Çalışmada, bu yöntemlerden ikisi de kullanılmış ve etkileri karşılaştırılmıştır. “Gövde Kuvveti Ağırlıklı” seçenek, yüzeydeki basınç kuvvetlerini, basınç ve gövde kuvvetleri arasındaki farkın sabit olduğu kabulünü yaparak, hesaplamaktadır. Momentum denklemindeki gövde kuvvetleri etkili olduğunda (örneğin doğal taşınımında), bu yöntem başarılıdır. Değişimli Grid Yapısında Basınç ise, hızın hücre sınırlarında ele alındığı değişimli (staggered) ağ yapısında, hücre yüzeyindeki basınç değerinin hesaplanmasına dayanır. Gövde Kuvveti Ağırlıklı ile yapılan çözümde, yaklaşık olarak dört yüzüncü saniye sonrasında yakınsamada dalgalanma olduğu ve bu andan sonra, zaman adımdaki iterasyonların yakınsamadığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.10 'da kalanların (rezidü) değişimi gösterilmektedir. Değişimli Grid Yapısında Basınç seçeneğinde kullanılan çözümde ise bu durum gözlemlenmemiştir. Bunun nedeni, bu yöntemde hız değişkenini hücre sınırlarında alınması nedeni ile tüm ağ yapılarına uygun oluşudur.



Şekil 5.10 : “body force weighed” çözümünde kalanların değişimi.

- Süreklilik denkleminin ayrıklaştırılması

Denklem (5.19) ‘un, kontrol hacmi üzerinde aşağıdaki şekilde ayrıklaştırılmasıyla integre edilebilir:

$$\sum_f^{N_{\text{yüzey}}} J_f A_f = 0 \quad (5.21)$$

J_f yüzeyden gelen kütle akısını (ρv_n) ifade etmektedir. Yüzeylerdeki hız değerlerinin hız ortalaması lineer olarak değil, momentum-ağırlıklı ortalama yöntemi kullanılarak hesaplanır. Ağırlık faktörü olan a_p katsayısı içeren bu yöntem uygulandığında, J_f için, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$J_f = \rho_f \frac{a_{p,c0} v_{n,c0} + a_{p,c1} v_{n,c1}}{a_{p,c0} + a_{p,c1}} + d_f ((p_{c0} + (\nabla p)_{c0} \cdot \vec{r}_0) - (p_{c1} + (\nabla p)_{c1} \cdot \vec{r}_1)) = \hat{J}_f + d_f (p_{c0} - p_{c1}) \quad (5.22)$$

p_{c0} , p_{c1} ve $v_{n,c0}$, $v_{n,c1}$ sırasıyla yüzeyin iki tarafındaki hücrenin basınç ve normal hızıdır. $\hat{J}_f$ ise hızların bu hücreler üzerindeki etkisini göstermektedir. d_f , $\overline{a_p}$ ‘nin fonksiyonudur. a_p ise hücrenin her yüzeyindeki momentum denklemi katsayısıdır.

Yoğunluğun hesaplanmasında “upwind” interpolasyon yöntemi kullanılmaktadır.

- Basınç- Hız İlişkisi

Basınç-Hız ilişkisi, süreklilik denklemini yeniden biçimlendirmek adına, J_f denklemini kullanarak basınç için ilave bir koşul türetilerek yapılır. Akış problemi, FLUENT

ortamında ayrık veya birleşik çözmek mümkündür. Bu çalışmada, ayrık olan SIMPLE algoritması kullanılmaktadır. Bu algoritma tahmin et- düzelt yaklaşımı uygular.

Basınç, sayısal çözümlemede hesaplanması gereken bir bağımlı değişken olmasına karşın, bu değişken için bir yönetici denklem olmayışı, basınç ile hız alanı arasında bir ilişki kurulmasını gerektirmektedir.

SIMPLE algoritmasında tahmin edilen basınç p^* için, momentum denklemi çözülerek, yüzey akısı J_f^* aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (5.23)$$

Bu denklem süreklilik denklemini karşılamadığından, düzeltme terimi J_f' , yüzey akısı değerine eklenir ve düzeltilmiş yüzey akısı elde edilir:

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (5.24)$$

SIMPLE algoritması ile J_f' aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$J_f' = d_f(p_{c0}' - p_{c1}') \quad (5.25)$$

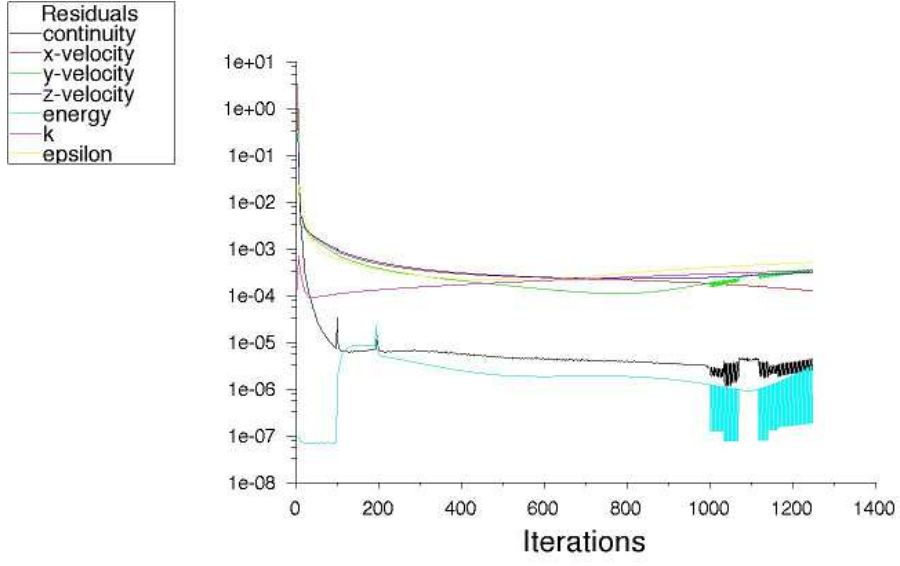
Ayrıklaşmış süreklilik denklemi içerisine, akı düzeltme denklemleri yerine konulur ve hücreler için ayrıklaşmış basınç düzeltme denklemi elde edilir;

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p_{nb}' + b \quad (5.26)$$

Kaynak terimi b, hücre içine gelen toplam akış oranıdır.

$$b = \sum_f^{N_{yüzey}} J_f^* A_f \quad (5.27)$$

Yakınsamanın gerçekleşip gerçekleşmediği, kalanlar (residue) ile tanımlanan değere göre belirlenir. Kalan; iki iterasyon sonunda elde edilen değerler arasındaki farkı ifade eder. Momentum denklemleri ve kütle korunum denklemi için bu değer 10^{-3} , enerji denklemi için 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Çözüm yapılırken kalanlar grafiksel olarak gözlemlenmiştir. Basit yaklaşım üzerinde, “full buoyancy effect” opsiyonu aktif halde, basınç için “body force weighted” integrasyonu kullanılan durumda kalanların değişimi Şekil 5.11 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 5.11 : Kalanların zamanla değişimi.

6. IŞINIM MODELİ

S2S ışıınım modeli kullanılan bu çalışmada, yüzeyden ayrılan ışıınım enerjisi, yüzey üzerinden yayılım ve yansıma enerjilerinden oluşur. Yansıyan enerji, çevreden yüzey üzerine gelen enerjiye bağlıdır. Gelen enerji, bütün diğer yüzeylerden ayrılan enerji akısı olarak ifade edilir. k yüzeyinden ayrılan ışıınım enerjisi,

$$q_{giden,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{gelen,k} \quad (6.1)$$

Başka bir yüzeyden k yüzeyine gelen ışıınım, $q_{gelen,k}$ şekil faktörünün fonksiyonudur. Şekil faktörü F_{jk} , j yüzeyini terk edip k yüzeyine gelen ışıınımı ifade etmektedir. Gelen ışıınım,

$$A_k q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{giden,j} F_{jk} \quad (6.2)$$

A_k , k yüzeyinin alanıdır. Karşılıklılık kuralı ile;

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \quad (j = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (6.3)$$

olur, Bu sayede;

$$q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{giden,j} \quad (6.4)$$

$$q_{giden,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{giden,j} \quad (6.5)$$

J_k ile, k yüzeyinden verilen enerji, E_k ile yayılım gücü ifade edilirse, bu denklemin alacağı form;

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (6.6)$$

Yukarıdaki denklem N adet yüzey için matris formuna dönüştürülüp, çözümleme yapılmaktadır. Matris formu ise;

$$\mathbf{KJ} = \mathbf{E} \quad (6.7)$$

olur. K, N x N matrisidir.

FLUNET 'te S2S modeli için iterasyon parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. “Flow iterations per radiation iteration” seçeneğine tanımlanacak sayı ile, çözümleme işleminde, ışıınım hesaplaması verilen değerde bir kere yapılmaktadır. Bu çalışmada 10 verilen bu değer ile her on iterasyonda bir kere radyasyon hesaplaması yapılmaktadır. “Number of S2S sweeps” seçeneğine de sayı verilmektedir. Verilen değeri ile, yüzeyden verilen enerji tolerans kriteri sağlanana kadar birden fazla kere güncellenir ya da verilen değer sayısı kadar güncellenir. “Tolerance” seçeneği ile yüzeyden verilen enerjinin ne zaman yakınsayacağı belirlenir.

Sınır koşulları opsiyonu altından, her bir yüzey için, ışıınım işleminde yer alıp almayacağı ve eğer alıyorsa yayma katsayısının değeri verilir. Kullanılan emissivite değerleri Bölüm 4.4.3 'te bulunmaktadır.

FLUENT 'te S2S modelin için, şekil faktörü hesaplanmasında iki method mevcuttur. Bu çalışmada, karmaşık üç boyutlu geometriler için kullanılması önerilen “hemicube” metodu kullanılmıştır.

S2S ışıınım modeli ile çözüm çok sayıda ışıınım yüzeyi varsa uzun zaman almaktadır. Bunun için hücre yüzeylerini bir araya gruplanması uygulanır. “cluster” adı verilen bu işlemde, kaç yüzeyden bir grup oluşturulacağı girilir ve bir yüzey, etrafından belirtilen sayıda yüzeyle gruplanır. Bu çalışmada, her bir hücre yüzeyi ayrı ayrı ele alınmaktadır.

Model geometrisi basit olmadığı ve hiçbir yüzeydeki hücreler “cluster” ile gruplanmadığı için, şekil faktörü hesabı FLUENT programının içinde yapılamamıştır. Şekil 6.1 'de gösterildiği gibi, komut ile FLUENT programının dışından şekil faktörü hesabı yapılmıştır.

```
Visual Studio 2008 x64 Win64 Command Prompt
C:\Documents and Settings\busra>cd..
C:\Documents and Settings>cd..
C:\>cd Fluent.Inc\ntbin\win64
C:\Fluent.Inc\ntbin\win64>utility viewfac -t8 Br.s2s.gz
command to execute: C:\Fluent.Inc\utility\viewfac2.2\multiport\mpi\win64\mpich2\
bin\mpiexec.exe -np 8 -localonly -channel ssm -env PATH "C:\Fluent.Inc\utility
\viewfac2.2\multiport\mpi\win64\mpich2\lib;C:\Fluent.Inc\ntbin\win64" "C:\Fluen
t.Inc\utility\viewfac2.2\win64\vp221.exe" Br.s2s.gz

opening file Br.s2s.gz
using 8 processor(s)
Turning surface randomization off
Calculating View Factors...

enclosure geometry: 3D
blocking:
number of surfaces: 96132
Calling Hemicube ...
resolution = 10
max subdivisions = 10
min separation = 5

Completed 25 % calculation of viewfactors ...
Completed 50 % calculation of viewfactors ...
Completed 75 % calculation of viewfactors ...
Completed 100 % calculation of viewfactors ...
Elapsed Time = 2208.6

Minimum effective surface radius = 0.00190868
Minimum separation distance = 0.00297028
Maximum desired surface subdivision = 7, 7

Raw rowsun total = 96131.943922
Raw rowsun error min = -1.1504e-005
Raw rowsun error max = 8.2254e-006
Raw rowsun error mean = -5.8335e-007 +/- 8.4935e-007

Viewfactor matrix is 0.51% dense
Total elapsed time = 2210.4 <sec>
```

Şekil 6.1 : FLUENT dışından şekil faktörü hesabı.

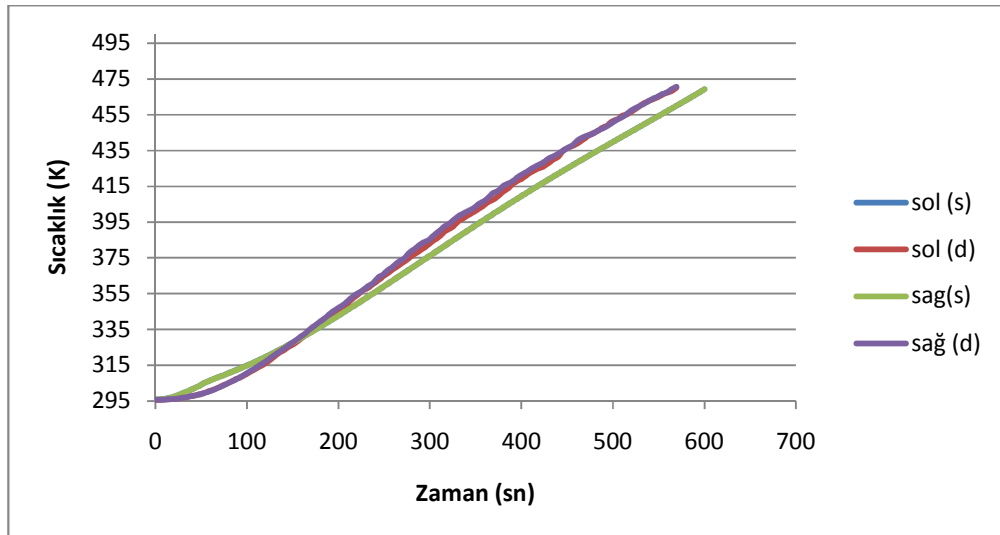
FLUENT içinde, yüzeylerin birbirine göre konumlarını hesaplayan “surface cluster” dosyası kaydedilir. Bu dosya, FLUENT ‘in kurulu olduğu Fluent.Inc dosyasında, “utility.exe” isimli programcığın bulunduğu yere kopyalanmıştır. Şekil 6.1 ‘de “a” gösterilen yerde, 64 bitlik WINDOWS sistemi içinde “utility.exe” ve önceden kopyalanılan ”Br.s2s.gz” isimli yüzey dosyasının bulunduğu yere gidildiği gösterilmektedir. “b” ile gösterilen yerde ise, “utility.exe” ile şekil faktörünü hesaplatan komut gösterilmektedir. Bu şekilde tekrar hazırlanan bu dosya FLUENT programına okutulup, ışınlımlı iterasyon işlemi yapılmıştır.

7. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI

Bu bölümde, yapılan sayısal çalışmaların doğruluğunun araştırılması, deneysel veriler kullanılarak yapılmaktadır. Basit yaklaşım ve ışınlı durum sonuçları deneysel verilere uymaktadır. Işınlı durumun sonuçlarında ise, beklenildiği gibi deneysel veriler ile uyum gözlemlenmemektedir. Kavite içerisinde, ışınlının etkileri incelenirken, ışınlı ve ışınlı durum beraber irdelenecektir.

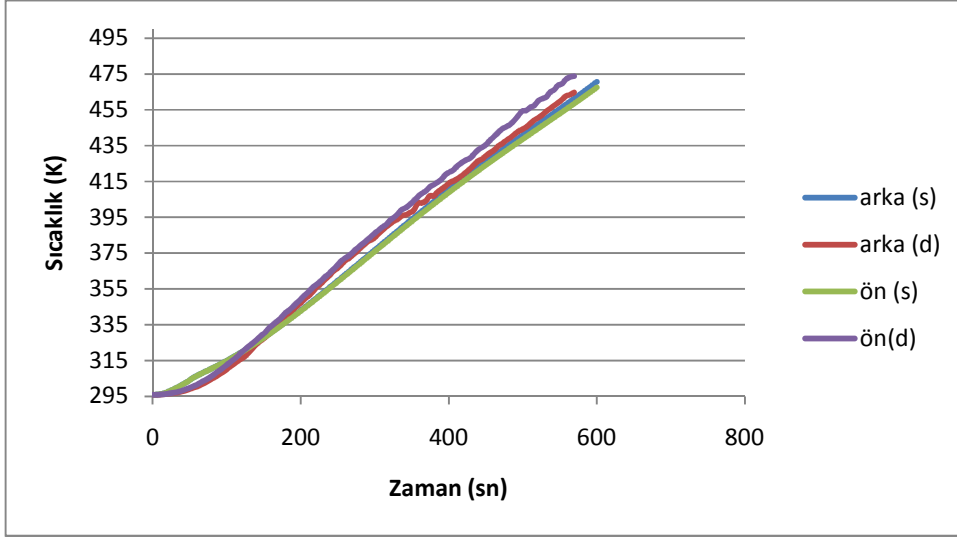
7.1 Basit Yaklaşım

Deneysel çalışma ile elde edilen, kavite merkezindeki beş farklı yerden alınan sıcaklık değişimi, sayısal sonuçlarla kıyaslanıldığında da eş olduğu gözlemlenmiştir. Kapalı hacimde ışınlının etkisiyle, kavite içerisindeki sıcaklık dağılımının homojen olması beklenmektedir. Hem deneysel çalışmalar hem de basit yaklaşımda, bu beş noktadaki sıcaklık değişiminin kendi aralarında da eş olduğu gözlemlenmektedir. Kavitenin merkezinin kıyaslaması önceki bölümlerde yapıldığı için, merkez noktasının sağ, sol, ön ve arka taraflarından alınan sonuçların kıyaslaması Şekil 7.1 ve Şekil 7.2 'de gösterilmektedir.



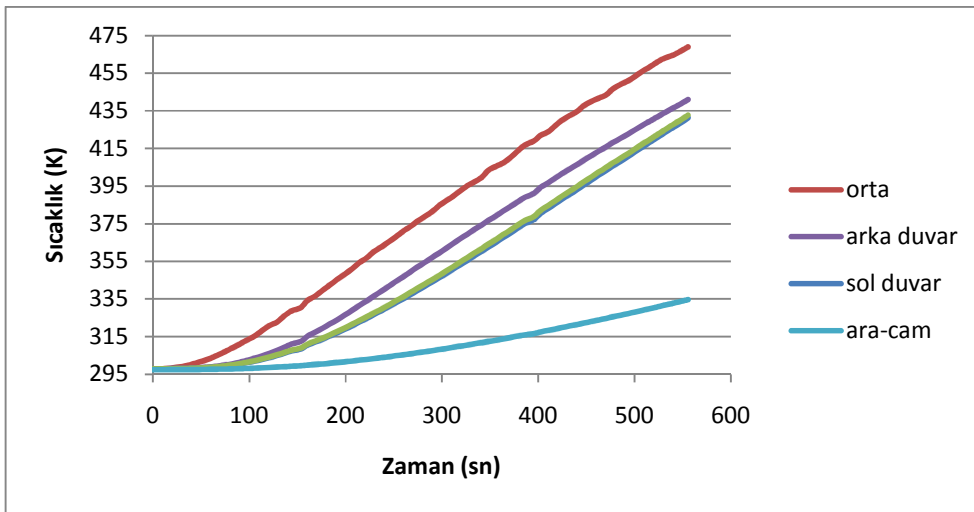
Şekil 7.1 : Basit yaklaşımda kavite merkezin sağından ve solundan alınan sonuçların kıyaslaması.

Şekil 7.1 ve Şekil 7.2 'de, (d) simgesi verinin deneysel olarak elde edildiğini, (s) simgesi ise verinin sayısal olarak elde edildiğini göstermektedir. Kavite merkezinin orta nokta olduğu düşünülürse, bu noktanın sağında ve solunda kalan noktadaki sıcaklık kıyaslaması Şekil 7.1.'de yapılmaktadır. Şekil 7.2 'de ise orta noktanın önünde ve arkasında kalan noktadaki kıyaslama gösterilmektedir. Bu iki grafiğe bir bütün olarak bakıldığında ise, ölçüm alınan bütün noktadaki sıcaklık değişiminin aynı olduğu görülmektedir.



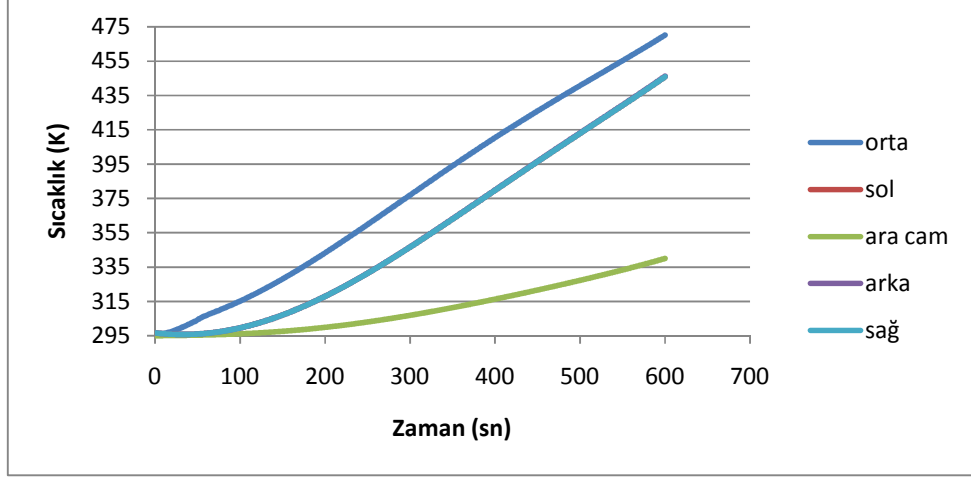
Şekil 7.2 : Basit yaklaşımda kavite merkezin önünden ve arkasından alınan sonuçların kıyaslaması.

Akışkandaki hız vektörlerinin yönünü anlayabilmek için, duvarlardaki ve orta noktadaki sıcaklık değişiminin kıyaslanması gerekmektedir. Şekil 7.3 'te sağ, sol, arka ve ara cam duvarları ile merkezdeki sıcaklık kıyaslaması deneysel veriler üzerinden yapılmaktadır.



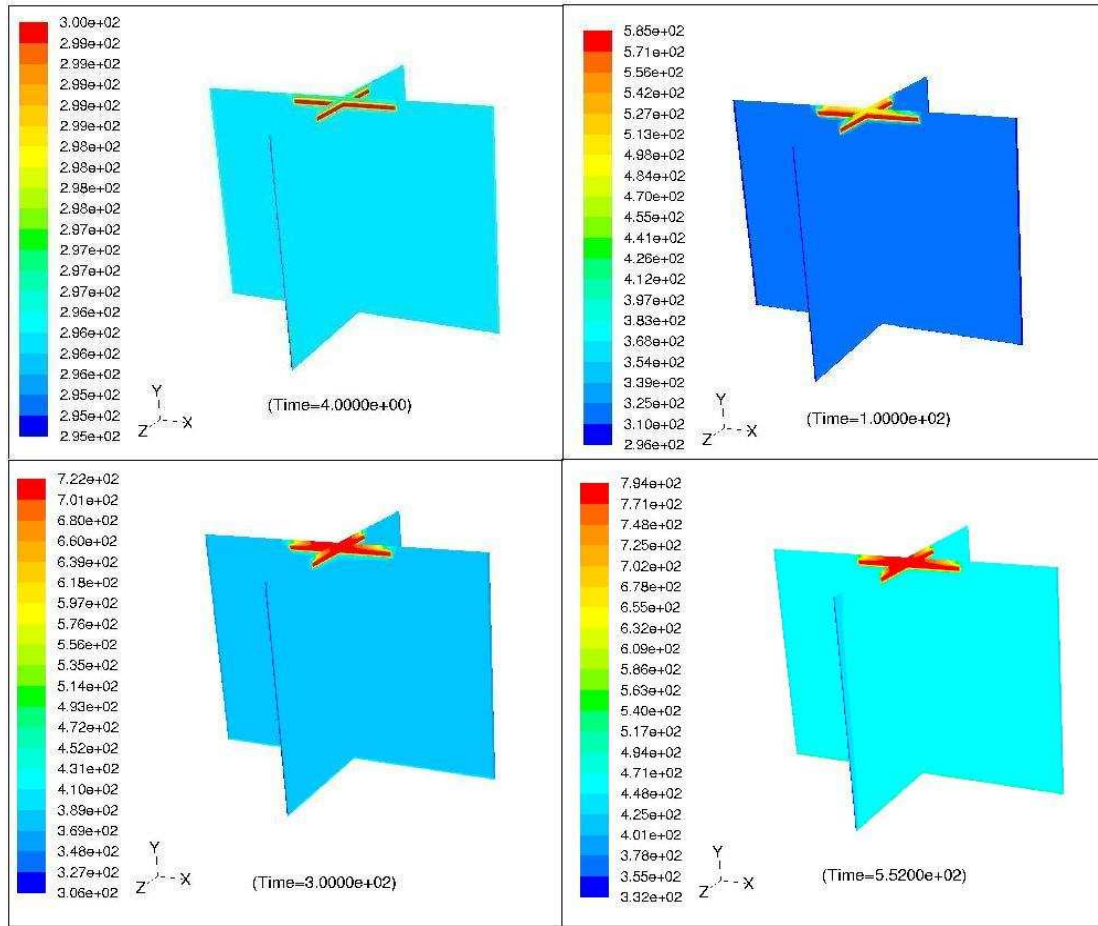
Şekil 7.3 : Deneysel verilerin kendi aralarında kıyaslanması.

Kavite merkez sıcaklığının dikey duvar sıcaklıklarından daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Üst ve alt yüzeylerden ısıtma yapıldığı için, bu kıyaslamada dikey duvarlar yer almamaktadır. Şekil 7.4 'te ise, aynı kıyaslama sayısal veriler üzerinden yapılmakta ve kavite merkez sıcaklığının duvar sıcaklıklarından daha yüksek seviyede seyretmekte olduğu görülmektedir. Sağ, sol ve arka duvarlara aynı sınır şartı, aynı “udf” ile verildiği için, bunlara ait çizgilerin çakışık çıkması beklenen bir sonuçtur.



Şekil 7.4 : Basit yaklaşımla elde edilen sayısal verilerin kendi aralarında kıyaslanması.

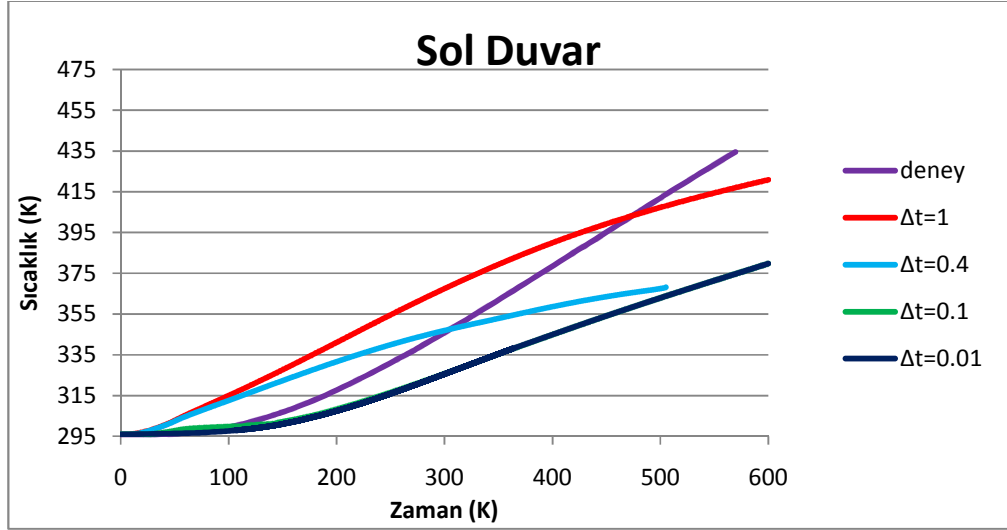
Sayısal verilerden elde edilen, sıcaklık dağılımı Şekil 7.5 'te gösterilmektedir. Beklenildiği gibi, her bir zaman adımında kavite içerisindeki sıcaklık dağılımının uniform olmaktadır. Doğal taşınım nedeniyle kavitenin yukarısında bulunan üst ısıtıcıdan yukarıya doğru sıcaklık artmaktadır. Zaman adımı ilerledikçe kavite içerisindeki sıcaklık artmaktadır.



Şekil 7.5 : Basit durumda 4, 100, 300 ve 552. saniyelerde kavite içerisinde sıcaklık değişimi.

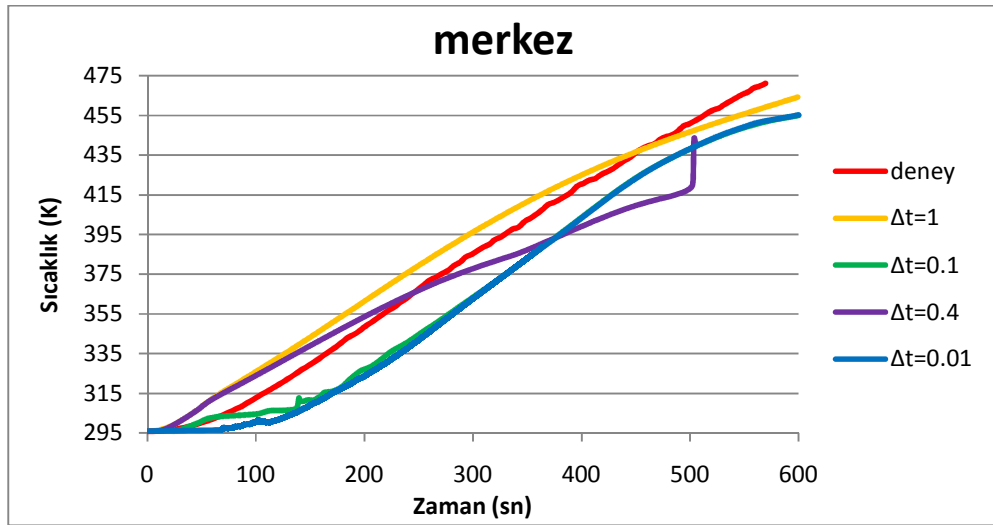
7.2 Işınımsız Durumun Sonuçları

Işınımsız durum için 1sn; 0,4 sn; 0,1 sn ve 0,01 sn zaman adımlarında çözüm yapılmıştır. Işınımın etkileri olmayan bu durumda, duvarlar ve akışkan arasındaki sıcaklık farkları büyüktür, bu nedenle de hız vektörlerinin şiddetleri büyük olmaktadır. Hız şiddetinin büyümesi, zaman adımının küçültülmesini gerektirmektedir ($N_{CFL} = U \cdot \Delta t / \Delta x < 1$). Zaman adımının küçülmesi ile, toplam çözüm zamanı uzamaktadır. Bu nedenle farklı zaman adımlarında çözüm yapılarak, yakınsama ile çözüm zamanı arasındaki optimum değer elde edilmeye çalışılmıştır.



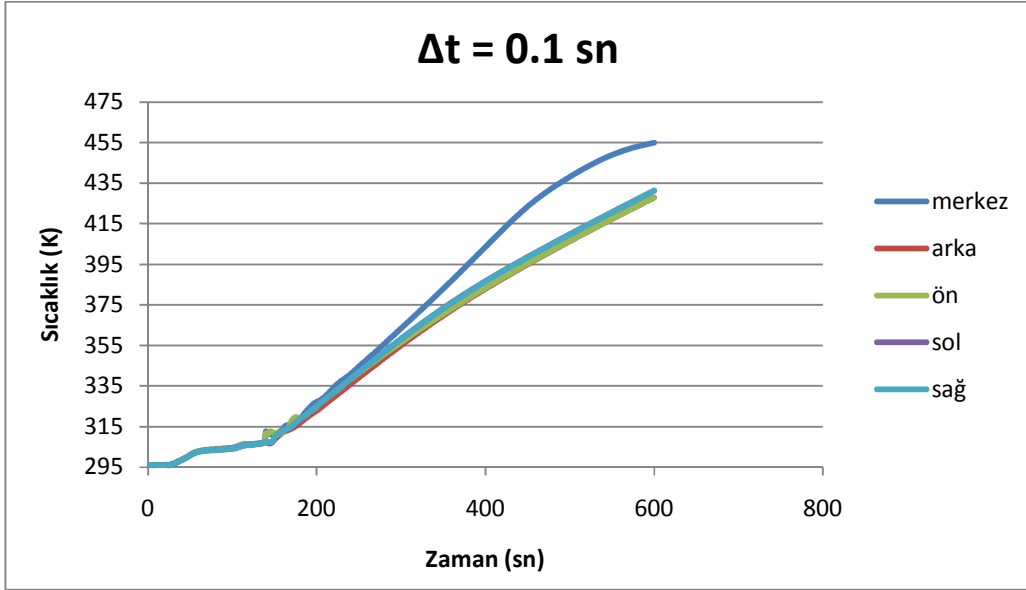
Şekil 7.6 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlımsız durumdaki sol duvar sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

Bu durumda, ışınlım modeli olmadığı için, duvar sıcaklıklarının deneysel verilerden düşük olacağı öngörülmüştür. Zaman adımı (Δt) 1 saniye ve 0,4 saniye olan çözümlerde, deneysel verilerden yüksek değerler elde edilmiştir. Bu durum, 1 ve 0,4 saniye zaman adımlarıyla yapılan çözümün uygun olmadığını göstermektedir. $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımıyla yapılan çözümlerde ise, deneysel verilerden daha düşük sıcaklık elde edilmiştir. Şekil 7.7 incelendiğinde $\Delta t = 0,1$ ve $\Delta t = 0,01$ çözümlerinde, elde edilen değerlerin aynı olduğu gözlemlenmektedir. Sağ duvar ve arka duvar için de benzer sonuçlar elde edilmiştir, sağ duvarın ve arka duvarın kıyaslaması EK.C 'de bulunmaktadır.



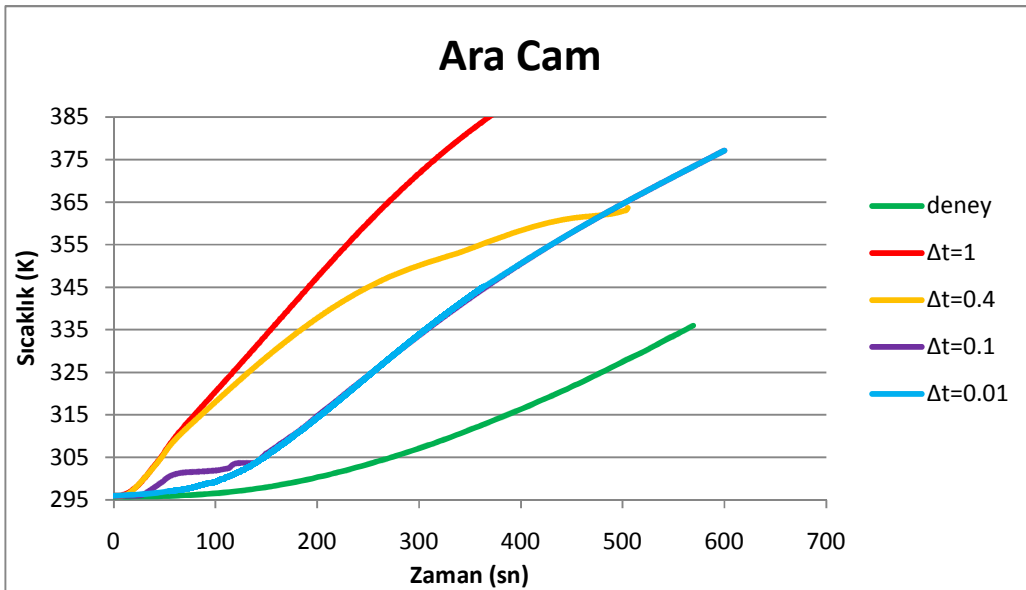
Şekil 7.7 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlımsız durumdaki kavite merkez sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

Zaman adımları 1 ve 0,4 olan durumlarda, kavite merkez sıcaklığı deneysel verilerden daha yüksektir. $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn olduğunda ise kavite merkez sıcaklığı deneysel verilerden daha düşük olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.8 : Işınımsız durumda 0,1 sn zaman adımında kaviteden alınan sıcaklık ölçümlerinin kıyaslaması.

Doğal taşınım nedeniyle, kavitenin ortasında alt ısıtıcıdan yukarıya doğru hız vektörü olduğu için, Şekil 7.9 'da, kavite merkez sıcaklığının, merkez etrafındaki sıcaklıklardan daha büyük olduğu gözlemlenmiştir.

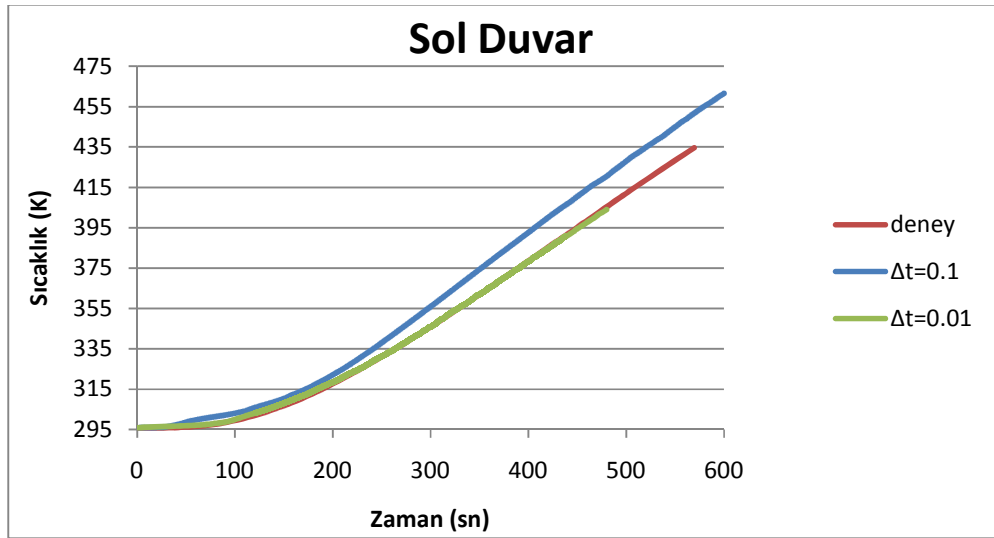


Şekil 7.9 : $\Delta t = 1; 0,4; 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınımsız durumdaki ara cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

Şekil 7.10 incelendiğinde, her bir zaman adımı ile yapılan çözümde, ara cam yüzeyinin sıcaklığının deneysel verilerden daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Işınımsız durumda, doğal taşınım akışının oluşma aşamasında, hız vektörleri alt yüzeyden yukarıya doğru yönelirken kavite merkezi ile ara cam arasından geçmektedir, zaman ilerlemesiyle kavite merkezine yaklaşmaktadır (Şekil 7.18). Bu nedenle ara cam yüzeyinden elde edilen sıcaklık değerleri deneysel verilerden daha yüksektir.

7.3 Işınımlı Durumun Sonuçları

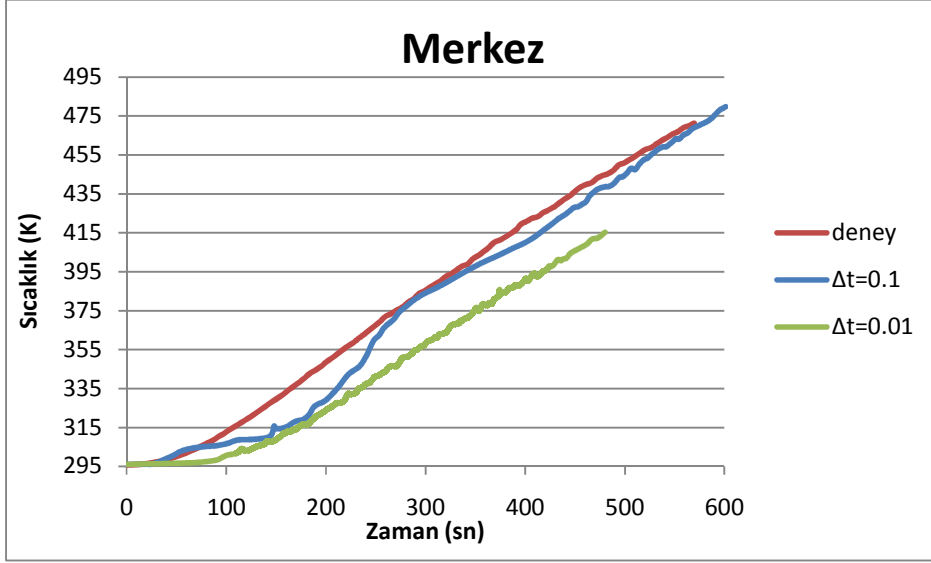
Işınım modelinin eklenmesiyle, kavite içindeki hız vektörlerinin şiddeti de değişmektedir. Bu nedenle 0,1 sn ve 0,01 sn zaman adımları için çözüm yapılmıştır. 0,1 sn zaman adımında yapılan iterasyon işlemi sırasında yakınsama gözlemlenmemiştir, bu durum kavite merkezinden alınan ölçümlere yansımaktadır. Her iki zaman adımıyla yapılan çözümde sağ, sol ve arka duvar sıcaklıklarının değişimi, deneysel veriler ile eşittir. Şekil 7.10 'de sol duvar sıcaklığının karşılaştırılması yapılmaktadır. Işınımsız durumunda yapılan incelemelerde duvar sıcaklıkları deneysel verilerden düşük elde edilmiştir. Işınım, kavite içerisinde duvar sıcaklıklarını daha yüksek olmasına neden olmaktadır Sağ ve arka duvarlar içinde benzer sonuçlar elde edilmiştir, ilgili grafikler Ek.D 'de bulunmaktadır.



Şekil 7.10 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki sol duvar sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

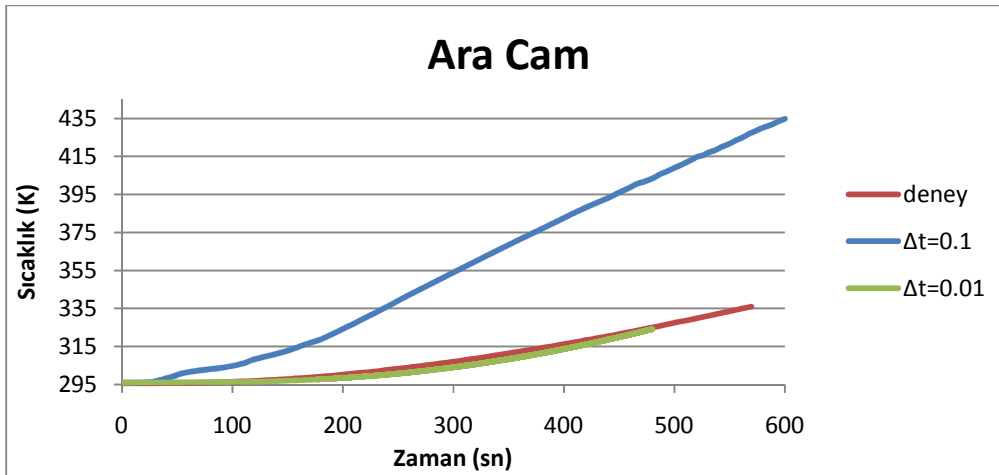
Işınımlı durumda elde edilen kavite merkezi sıcaklığının zamanla değişimi ile, deneylerden elde edilen kavite merkez sıcaklığı kıyaslaması Şekil 7.11 'de yapılmaktadır. 0,1 sn zaman adımıyla yapılan çözümlemede yakınsama

gerçekleşmediğinden, sıcaklık değişiminin salınım yaptığı gözlemlenmektedir. 0,01 sn ile elde edilen sonuçlarda ise, sıcaklık değişiminin gradyeninin deneysel verilerle aynı olduğu fakat değerinin yaklaşık 10 K kadar daha düşük olduğu gözlemlenmektedir.



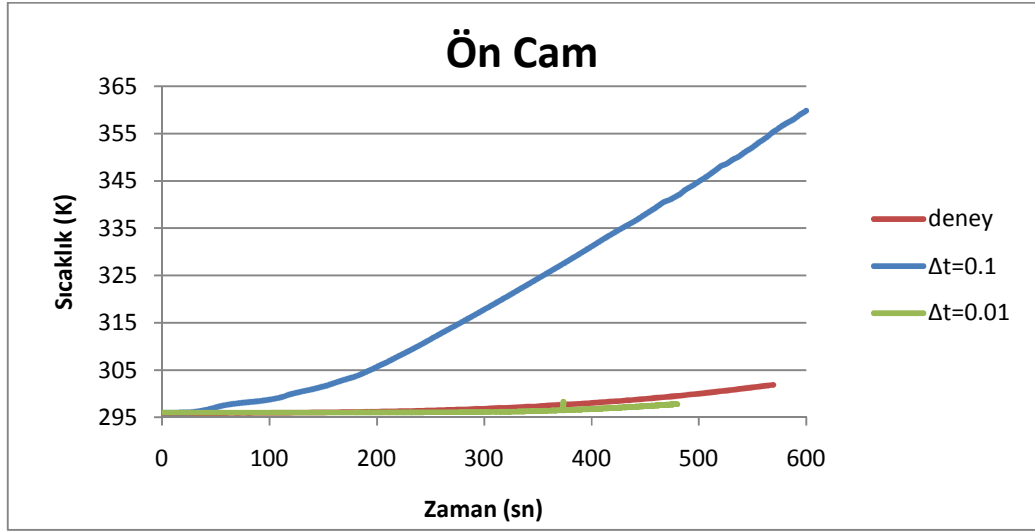
Şekil 7.11 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki kavite merkez sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

Şekil 7.12 'da, ara cam yüzeyinin deneysel ve sayısal durumları karşılaştırılmaktadır. $0,1$ sn zaman adımıyla elde edilen değerlerin yakınsamama nedeniyle deneysel verilerden oldukça yüksek olduğu, $0,01$ sn zaman adımıyla yapılan çözümlemede ise aynı sonuçların elde edildiği gösterilmektedir.



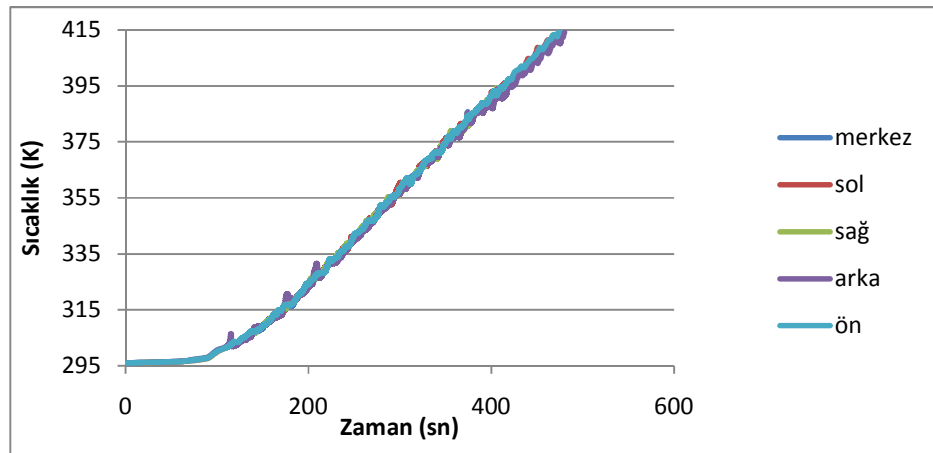
Şekil 7.12 : $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki ara cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

Kapağın odaya bakan yüzeyi olan ön cam yüzeyinin sıcaklığının kıyaslaması Şekil 7.13 'de yapılmaktadır. Kapak hacmindeki havanın ve dolayısıyla ön camın ısınması, ara cama bağlıdır. Ara cam sıcaklığı, deney verilerinden yüksek olan 0,1 saniye zaman adımı ile yapılan çözümlerde ön cam sıcaklığı da daha yüksek olmaktadır. 0,01 saniye zaman adımı ile yapılan çözümde ise deney verilerine eş sıcaklık değişimi elde edilmiştir.



Şekil 7.13: $\Delta t = 0,1$ ve $0,01$ sn zaman adımlarında ışınlı durumdaki ön cam yüzeyi sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması.

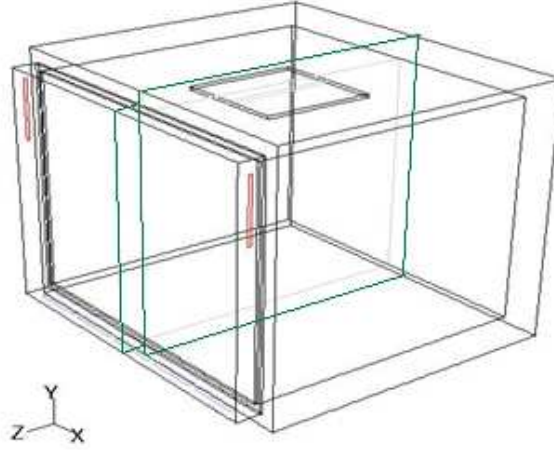
Kavite merkezinden alınan sıcaklıkların karşılaştırılması Şekil 7.14 'tedir. Işınlımın etkisiyle, kavite içerisinde ışınlı duruma göre daha homojen sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Kavite merkezi, merkezin sağında, solunda, önünde ve arkasında bulunan noktaların sıcaklık değişimi eşittir.



Şekil 7.14 : Işınlı durumda $\Delta t = 0,01$ sn çözümünde kavite içinden alınan sıcaklık ölçümlerinin karşılaştırılması.

7.4 Işınım Etkileri

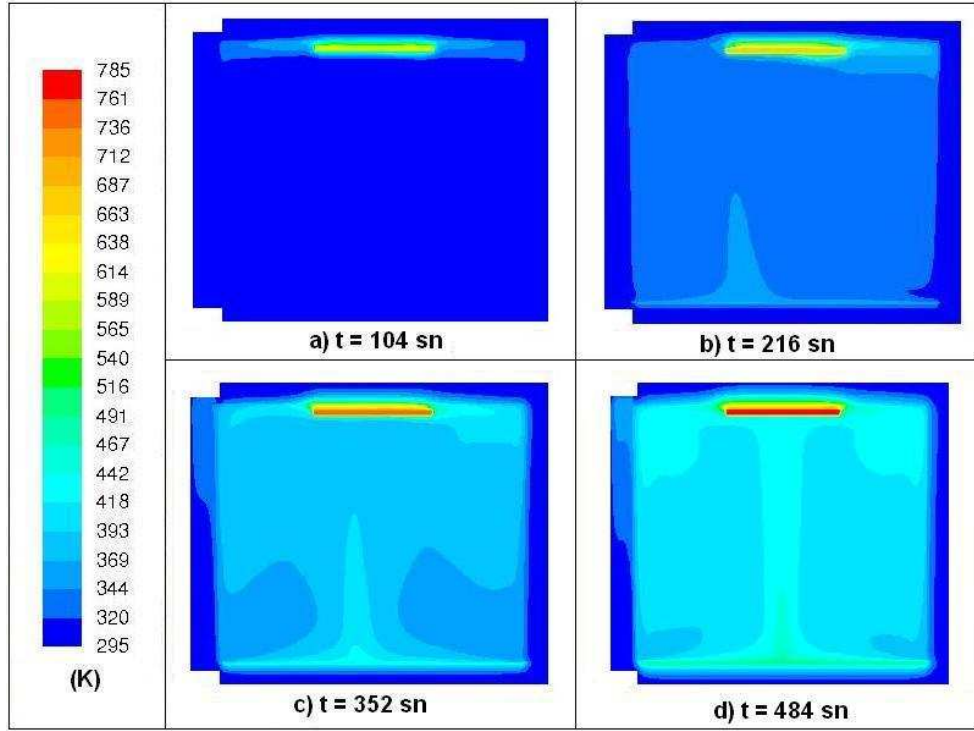
Bu bölümde, ışınlı ve ışınsız durum, kavite içerisindeki sıcaklık konturları ve akışkan partiküllerinin izlediği yol ile bu partiküllerin hızları üzerinden kıyaslama yapılacaktır. Bu bölümde yer alan tüm şekiller,kaviteyi sağdan kesen bir düzlem üzerinde gösterilmektedir. Bu düzlem, Şekil 7.15 'te gösterildiği gibi kaviteyi z ekseninde kesmekte ve merkezden geçmektedir.



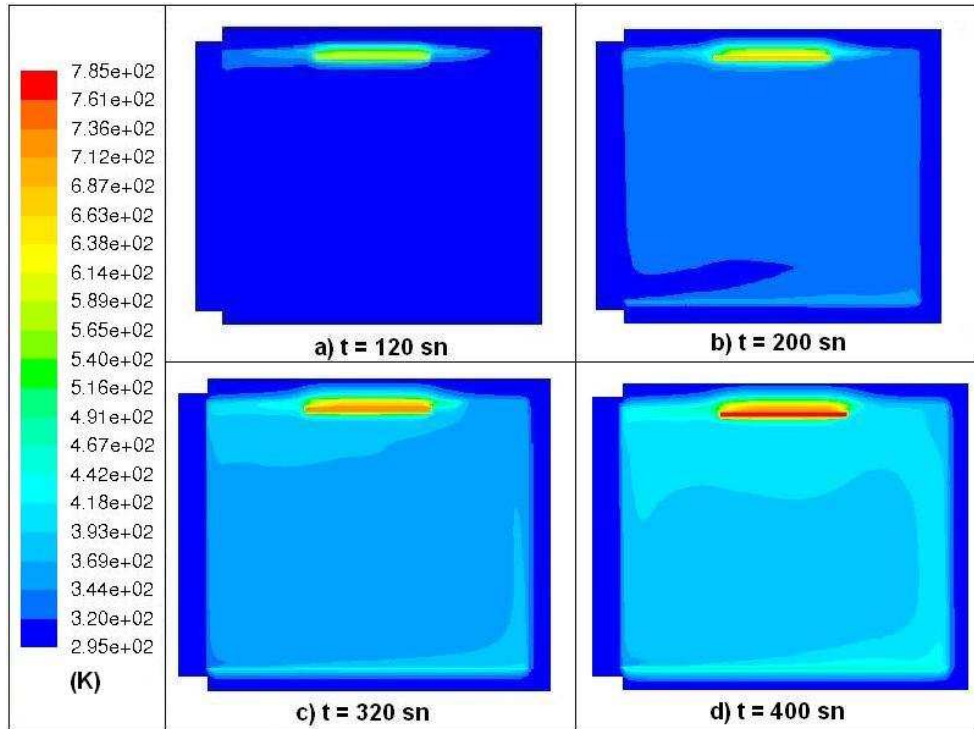
Şekil 7.15 : Kaviteyi z ekseninde kesen düzlem.

Şekil 7.16 'da ışınsız durumda, 104.; 216.; 352.; 484. Saniyelerde kavite içindeki sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Oluşan doğal taşınım nedeniyle, kavite merkezinden yukarıya doğru akış olmakta, alt yüzeyde ısınan hava yukarıya yönelmektedir. Kavitenin yukarısına ulaşan sıcak hava kavite kenarlarından aşağıya doğru yönelmektedir. Kapak hacmindeki havanın zamanın ilerlemesiyle ısındığı gözlemlenmektedir. Isınma, kavite içindeki sıcak havanın akışı nedeniyle, yukarıdan aşağıya doğrudur.

Şekil 7.17 'de kavite içindeki sıcaklık dağılımı ışınlı durum için incelenmektedir. Işınlımın etkisiyle, kavitenin alt yüzeyinde ısınan hava, arka duvar yakınından yurakıya çıkmaktadır. Kavitenin üstünden ise, soğuk olan ara cam yüzeyinin üzerinden aşağıya yönelmektedir. Bu durumda kavite içerisinde hava akışı, sıcak olan yüzeyden yukarı doğru ve soğuk olan yüzeyden aşağıya doğru hareket etmektedir. Kapak hacminde sıcaklık artışı gözlemlenmemektedir.



Şekil 7.16: Işınımsız durumda kavite içindeki sıcaklık dağılımı.

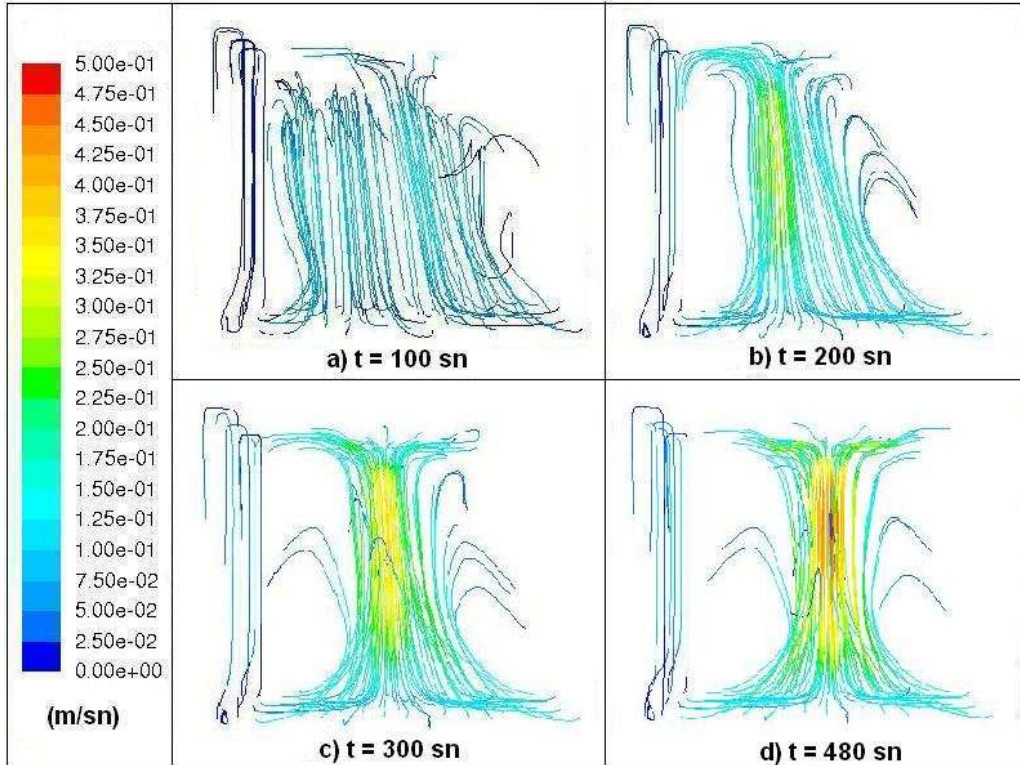


Şekil 7.17 : Işınımlı durumda kavite içindeki sıcaklık dağılımı.

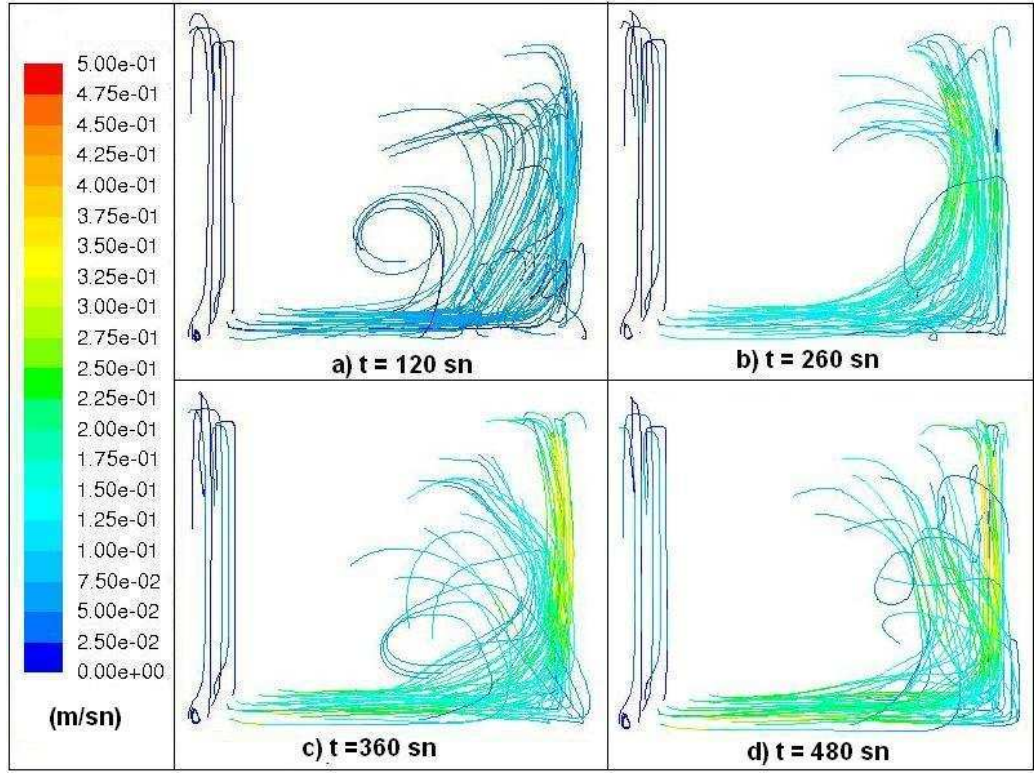
Kavite alt yüzeyinin 5 mm yukarısında bir yüzey alınmış ve bu yüzeyden ayrılan akışkan partiküllerinin izlediği yol hem ısıtılmış hem de ısıtılmış durumda incelenmektedir. Şekil 7.18 ‘de ısıtılmış durumda akışkan partiküllerinin izlediği yol, hızlarının şiddetine

göre boyanarak gösterilmektedir. Doğal taşınım akışına uygun olarak, kavite alt yüzeyinde ısınan akışkanın kavite merkezinden yukarıya çıktığı, kavitenin yukarisından ise kavite merkezinin kenarlarından aşağıya indiği gözlemlenmektedir. Doğal taşınım akışı oluşurken, aşağıdan yükselen akışın ara cama daha yakın bir yerden yukarıya çıktığı ve zamanın ilerlemesiyle, kavite ortasından yukarı çıktığı gözlemlenmektedir. Bu durumun kapak hacminin sıcaklığını artırdığı düşünülmektedir. Kapak hacmi içerisinde, ara cam yüzeyinden ısınan akışın yükseldiği ve soğuk olan ön cam yüzeyinden aşağıya indiği gözlemlenmektedir.

Şekil 7.19 'da aynı durum, ışınlı çözüm için incelenmektedir. Kavitenin alt yüzeyinden ısınan hava arka duvar üzerinden yukarıya yönelmektedir. Şekil 7.17 'den anlaşılacağı üzere, ısınan hava soğuk olan ara cam yüzeyinden aşağıya inmektedir. Işınımsız duruma göre, bu durumdaki hız vektörlerinin şiddeti daha düşüktür. Kapak hacminde ise, ışınlı durumda olduğu gibi, ara cam yüzeyinden ısınan hava yukarı yönelmekte ve soğuk olan ön cam yüzeyinden aşağıya yönelmektedir. Işınımlı duruma genel olarak bakıldığında hem kapak hacminde hem de kavite hacminde sıcak yüzeyden yukarıya çıktığı, soğuk olan yüzeyden aşağıya indiği gözlemlenmektedir.



Şekil 7.18 : Işınımsız durumda akışkan partiküllerinin izlediği yol ve hızları.



Şekil 7.19 : Işınımlı durumda akışkan partiküllerinin izlediği yol ve hızları.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Arçelik OİM 24300 B fırınında havalandırma bacası kapalı olarak yapılan bu çalışmada, akış modellemesi türbülanslı olarak ele alınmıştır ve aşağıdaki incelemeler yapılmıştır:

- Fırının içinde oluşan akışın ve yüksek sıcaklıklardaki doğal taşınımın araştırılması
- Isınımın doğal taşınım üzerindeki etkilerinin incelenmesi

Problemin sayısal modellenmesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Uygun zaman adımı belirlenmelidir.
- $k-\epsilon$ türbülans modelinde, kaldırma kuvvetlerinin etkisi ϵ denkleminde yer almalıdır.
- Duvar yakınında standart duvar fonksiyonları kullanılmalıdır.
- Basınç ayrıklaştırılması için değişimli grid yapısında basınç yöntemi uygulanmalıdır.

Bu çalışmalar sonucunda aşağıdaki araştırmaların hazırlanmasına temel oluşturulmuştur.

- Kavite ile birlikte havalandırmanın modellenmesi (Parmaksızoğlu, 2007)
- Pişirme sırasında kavite içerisine nem geçişinin modellenmesi (Kayıhan,2010).

KAYNAKLAR

- ASTM STP 492.**, 1971. The Theory and Properties of Thermocouple Elements. American Society for Testing and Materials. USA.
- Aydın, O., Yang, W.**, 2000. Natural Convection in Enclosures with Localized Heating From Below and Symmetrical Cooling From Sides. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **10**, 5, 518 – 529.
- Bejan, A.**, 2004. Convection Heat Transfer., John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey.
- Blazek, J.**, 2001. Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications.,Elsevier, Oxford, U.K.
- Calcagni, B., Marsili, F., Paroncini, M.**, 2005. Natural Convective Heat Transfer in Square Enclosures Heated From Below. *Applied Thermal Engineering*, **25**, 2522 – 2531.
- Davidson, L.**, 2003. An Introduction to Turbulence Models.,Göteborg, Sweden.
- Ferziger, J., Peric, M.**, 2002, Computational Methods for Fluid Dynamics ,Springer, Berlin.
- FLUENT**, 2006a. Fluent 6.3 User's Guide. Fluent.Inc, Lebanon.
- FLUENT**, 2006b. Fluent 6.3 UDF Manual. Fluent.Inc, Lebanon.
- Genceli, O., F.**, 2005. Ölçme Tekniği, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- Hoffmann, K., A.**, 2000. Computational Fluid Dynamics Volume 3.,Engineering Education System, Kansas, USA.
- Incropera, F., P., DeWitt, D.,P.**, 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri., Literatür Yayınları, İstanbul.
- Kayihan, A.**, 2010. Doktora Tezi Ocak Ayı İlerleme Raporu.,İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Kuznetsov, G.V., Sheremet,M.A.**, 2010. Numerical Simulation of Turbulent Natural Convection in a Rectangular Enclosure Having Finite Thickness Walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 16 – 177.
- Mistry, H., Subbu,G., Dey, S., Bishnoi, P., Castillo, J.L.** 2006. Modelling of Transient Natural Convection Heat Transfer in Electric Ovens. *Applied Thermal Engineering*, **26**, 2448 – 2456.
- Modest,M.,F.**,2003. Radiative Heat Transfer. Elsevier, USA

Patankar, S., V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corporation, USA.

Parmaksızoğlu İ.,C., 2007. Ankastre Fırınlarda Bacanın, Havalandırma Sistemi ve Fırın Kavitesi ile İlişisinin İncelenmesi, Pişirme Performansı ve Enerji Tüketimi Açısından Optimize Edilmesi, Tübitak Proje Önerisi Başvuru Formu, İstanbul.

Sharma, A.K., Velusamy, K., Balaji, C., Venkateshan, S.P., 2007. Conjugate Turbulent Natural Convection With Surface Radiation in Air Filled Rectangular Enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 625 – 639.

Url-1 < http://en.wikipedia.org/wiki/B%C3%A9nard_cell >, alındığı tarih 20.12.2009.

Url-2 < <http://www.esrl.noaa.gov/psd/outreach/education/science/convection/RBCells.html> > , alındığı tarih 20.12.2009

Xamán, J., Arce, J., Álvarez, G., Chávez, Y., 2008. Laminar and Turbulent Natural Convection Combined with Surface Thermal Radiation in a Square Cavity with a Glass Wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 1630 – 1638.

EKLER

EK A: Farklı zamanlarda yapılan deney verilerinin karşılaştırılması.

EK B : Deneysel verilere dayanan sınır koşullarının elde edilmesi.

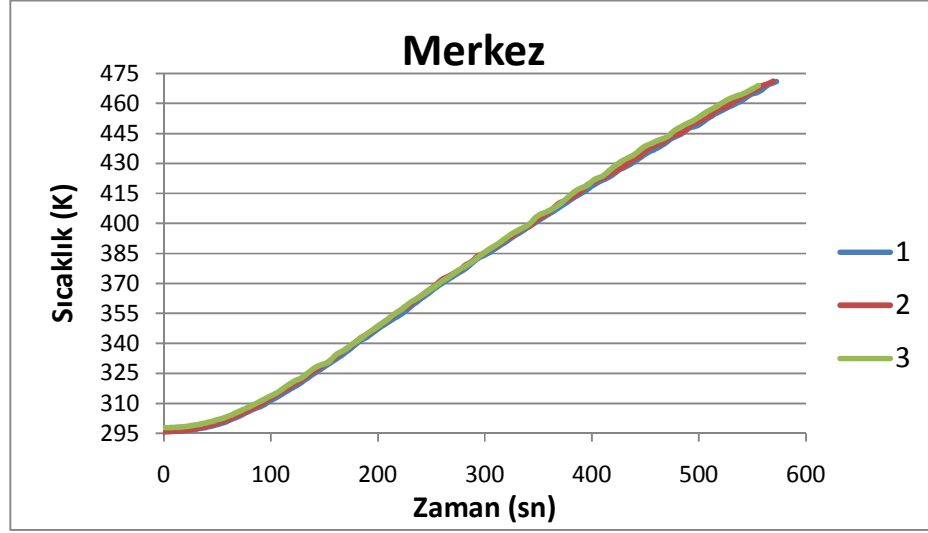
EK B.1 : Deneysel verilerden elde edilen zamana bağlı sıcaklık değişimleri.

EK B.2 : “UDF” örneği.

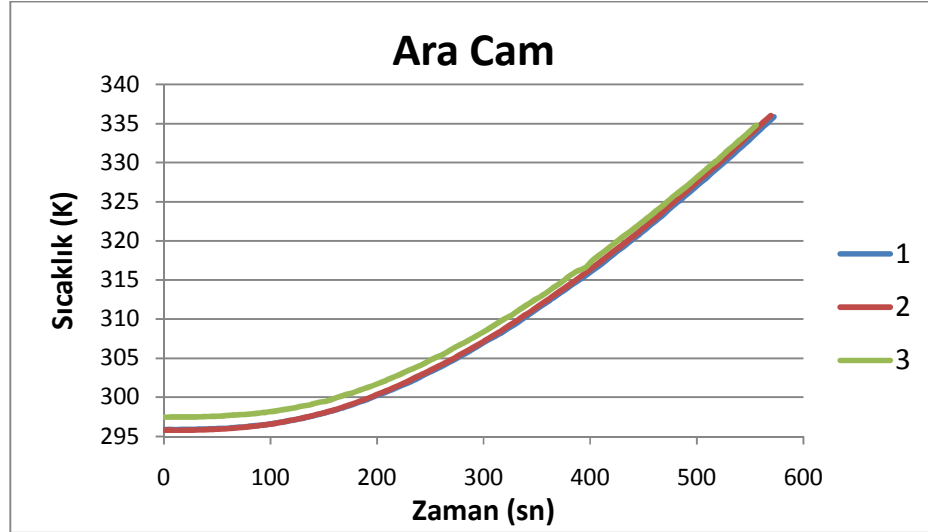
EK C : Işınımsız durumda sağ duvar ve arka duvarın sıcaklık değişiminin deneysel sonuçlarla kıyaslanması.

EK D : Işınımlı durumda sağ duvar ve arka duvarın sıcaklık değişiminin deneysel sonuçlarla kıyaslanması.

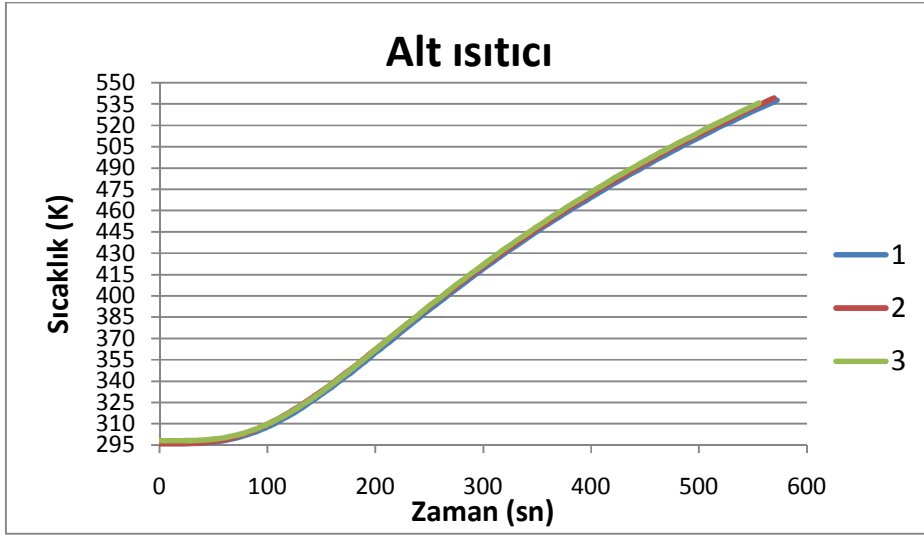
EK A: Farklı zamanlarda yapılan deney verilerinin karşılaştırılması.



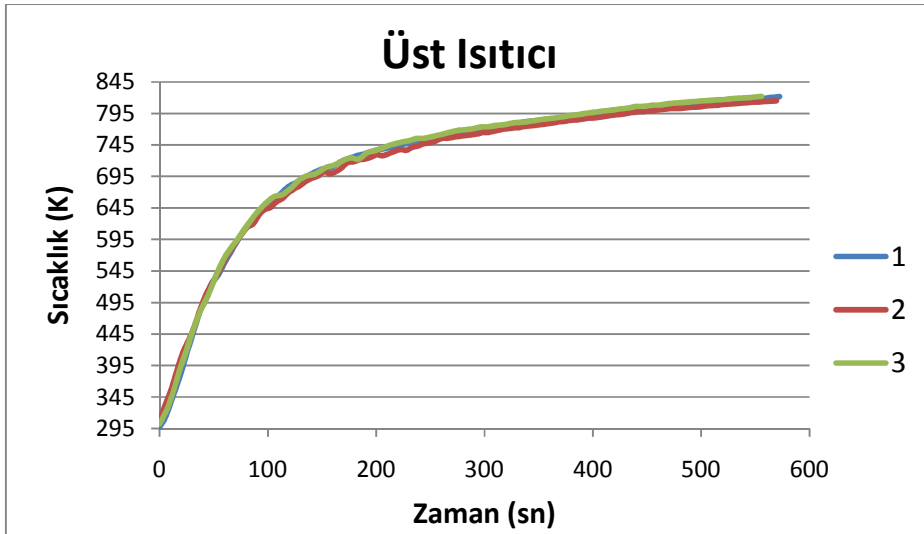
Şekil A.1: Üç farklı deneyde elde edilen kavite merkez sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil A.2: Üç farklı deneyde elde edilen ara cam sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil A.3 : Üç farklı deneyde elde edilen alt ısıtıcı sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil A.4: Üç farklı deneyde elde edilen üst ısıtıcı sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması.

EK B : Deneysel verilere dayanan sınır koşullarının elde edilmesi.

EK B.1 : Deneysel verilerden elde edilen zamana bağlı sıcaklık değişimleri.

- Sağ, sol ve arka duvarlar için;

$$T(t) = 2,10843 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 2,49978 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 1,37769 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 8,72418 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 0,057703 \cdot t + 296,618$$

- Ara cam için;

$$T(t) = 1,05644 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 1,64881 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 8,41592 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 2,87314 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 6,2191 \cdot 10^{-3} \cdot t + 294,926$$

- Alt ısıtıcı için;

$t < 48.6$ ise

$$T(t) = -4,37866 \cdot 10^{-8} \cdot t^5 + 5,6913 \cdot 10^{-6} \cdot t^4 + 2,17739 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 + 2,93412 \cdot 10^{-3} - 0,0109944 \cdot t + 295,999;$$

diğer zamanlarda;

$$T(t) = -130867 \cdot 10^{-11} \cdot t^5 + 2,72936 \cdot 10^{-8} \cdot t^4 - 2,14964 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 + 0,00751815 \cdot t^2 - 0,566388 \cdot t + 310,125.$$

- Üst ısıtıcı için;

$t < 48.6$ ise

$$T(t) = -1,00491 \cdot 10^{-6} \cdot t^5 + 1,62849 \cdot 10^{-4} \cdot t^4 - 0,010355 \cdot t^3 + 0,313488 \cdot t - 0,116468 \cdot t + 295,768;$$

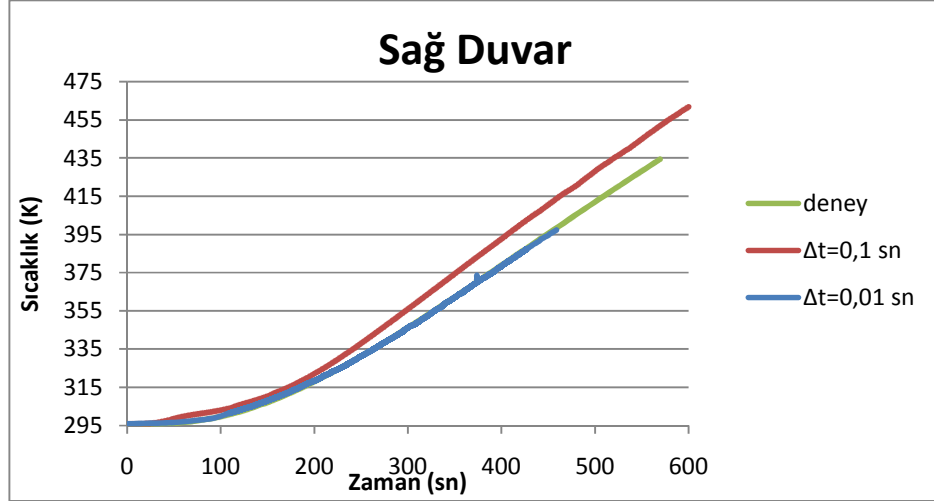
diğer zamanlarda;

$$T(t) = 5,36805 \cdot 10^{-11} \cdot t^5 - 9,6101 \cdot 10^{-8} \cdot t^4 + 6,59951 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 - 0,0222838 \cdot t^2 + 4,21199 \cdot t + 329,972$$

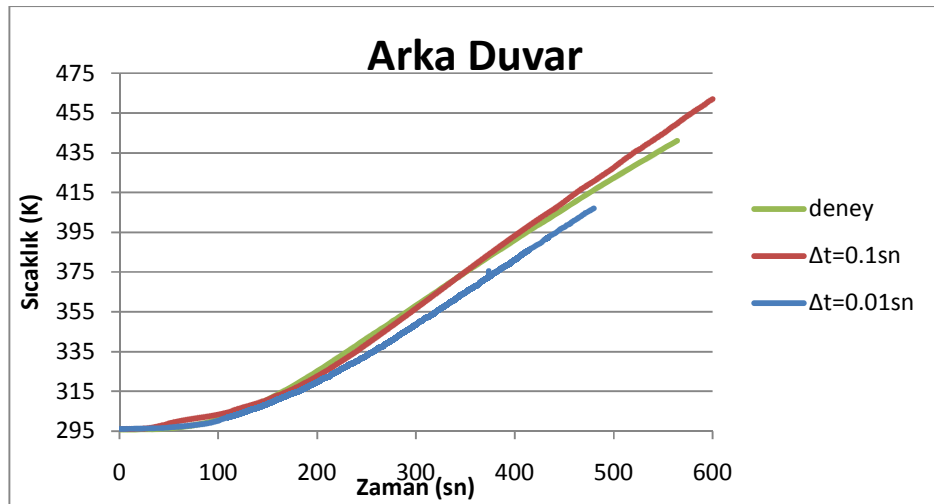
EK B.2 : “UDF” örneği

```
/******  
  
ust_unsteady_temperature.c  
  
UDF for specifying a transient temperature profile boundary condition  
for ust_isitici  
  
*****/  
  
#include "udf.h"  
  
DEFINE_PROFILE (ust_unsteady_temperature, thread, position)  
{  
    face_t f;  
  
    real t = CURRENT_TIME;  
  
    begin_f_loop(f,thread)  
    if (t < 48.6)  
  
        F_PROFILE (f,thread,position) = - 0,00000100491*t*t*t*t*t + 0,000162849*t*t*t*t -  
        0,010355*t*t*t + 0,313488*t*t - 0,116468*t + 295,768;  
  
    else  
  
        F_PROFILE (f,thread,position) = 0,0000000000536805*t*t*t*t*t -  
        0,000000096101*t*t*t*t + 0,0000659951*t*t*t - 0,0222838*t*t + 4,21199*t +  
        329,972;  
  
    end_f_loop(f, thread)  
}
```

EK C : Işınımsız durumda sağ duvar ve arka duvarın sıcaklık değişiminin deneysel sonuçlarla kıyaslanması.

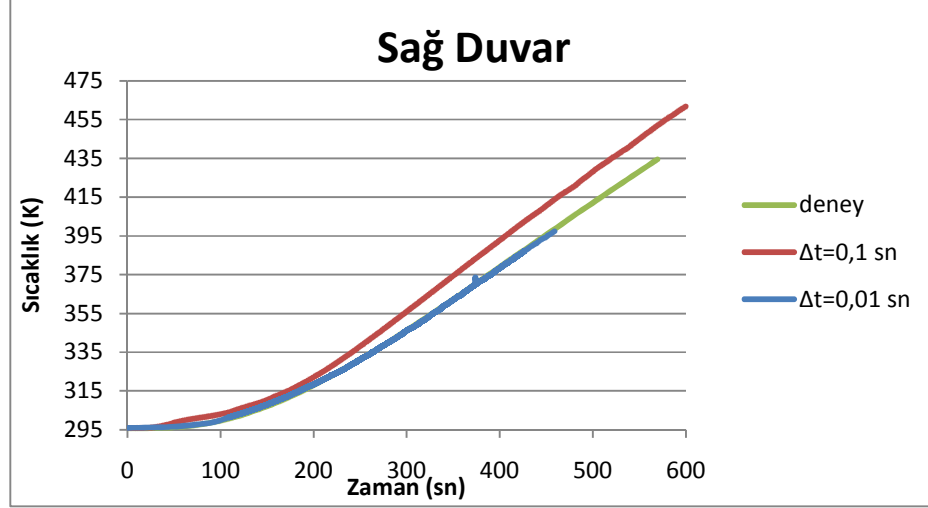


Şekil C.1: Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışıınımsız durumda sağ duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması.

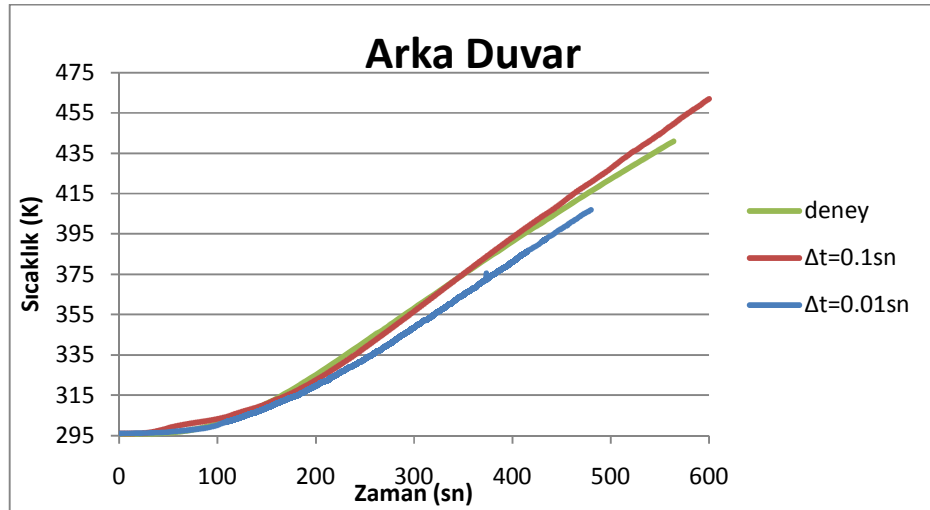


Şekil C.2 : Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışıınımsız durumda arka duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması.

EK D : Işınımlı durumda sağ duvar ve arka duvarın sıcaklık değişiminin deneysel sonuçlarla kıyaslanması.



Şekil D.1: Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlı durumda sağ duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması.



Şekil D.2: Farklı zaman adımlarıyla yapılan ışınlı durumda arka duvar sıcaklığının deney sonuçları ile karşılaştırılması.

ÖZGEÇMİŞ

Büşra Hepgüzel 1984 ‘te Eskişehir’ de doğdu. Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesi’ nden 2002 ‘de mezun oldu. 2006’ da Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olarak lisans öğrenimini tamamladı. 2007 ‘ de başladığı İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Isı-Akışkan Programı yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir. Aynı zamanda 2007 Aralık ayından beri İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi’ nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.