

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇİNDE NEM KAYNAĞI BULUNAN ISITILAN HACİMLERDE ISI VE KÜTLE
GEÇİŞİNİN HAVALANDIRMA İLE İLİŞKİLENDİRİLMESİ**

**DOKTORA TEZİ
S. Aslı Kayıhan**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Mühendisliği

Nisan 2012

**İÇİNDE NEM KAYNAĞI BULUNAN ISITILAN HACİMLERDE ISI VE KÜTLE
GEÇİŞİNİN HAVALANDIRMA İLE İLİŞKİLENDİRİLMESİ**

**DOKTORA TEZİ
S. Aslı Kayıhan
(503032717)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Şubat 2011
Tezin Savunulduğu Tarih : 3 Nisan 2012**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ (İTÜ)
Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)
Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)
Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (YTÜ)**

Nisan 2012

Anneme ve Babama,

ÖNSÖZ

Son dönemlerde özellikle ısı ve kütle hareketlerinin eş zamanlı olarak incelenmesi sıkça karşılaşılan bir araştırma konusudur. Özellikle gıda sektöründe, pişirme, kurutma, tütüleme gibi proseslerin en önemli adımı eş zamanlı ısı ve kütle geçişidir. Bu doktora tez çalışmasında, nem kaynağı bulunan hacimlerde, eş zamanlı ısı ve kütle geçişi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasını yöneten, her aşamasında eleştirileri ve görüşleri ile çalışmanın devam etmesini sağlayan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na, tez çalışmaları sırasındaki yorumları ve olumlu eleştirileri için değerli hocalarım Sn. Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ ve Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalışması için gerekli maddi desteği sağlayan başta Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Sn. Dr. Cemil İNAN, Enerji ve Çevre yöneticisi Sn. Fatih ÖZKADI ile Mekanik Teknolojiler-1 yöneticisi Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR olmak üzere tüm Ar-Ge yöneticilerine; çalışmalar sırasında değerli yorumları ile beni yönlendiren Sn. Dr. Bekir ÖZYURT ve Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a; modelleme ve sayısal çalışmalar sırasında sabırla bana destek olan Sn. Murat KANTAŞ'a, deneysel çalışmalar sırasındaki destekleri için Sn. Mehmet MARAŞLI'ya ve Sn. Nihat KANDEMİR'e ve tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Beni doktora çalışması yapmaya yönlendiren, akademik ve profesyonel hayatımda maddi, manevi desteklerini hiç esirgemeyen ve beni karşılıksız hep seven sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

Ocak 2011

S. Aslı KAYIHAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. AÇIK AKIŞLI KABİNDE DENEY ve MODELLEME	25
3.1 Deney Düzeneği ve Belirsizlik Analizi	25
3.2 Deney Sonuçları	30
3.3 Açık Akışlı Kabinde Isı ve Kütle Geçişinin Modellenmesi	31
3.3.1 Yönetici denklemler	31
3.3.2 Çözüm alanı	32
3.3.3 Akış modeli ve sınır şartları	34
3.3.4 Poroz yapı için sınır şartları	36
3.3.5 Kütle geçişinin modellenmesi	38
3.4 Sonuçlar ve Doğrulama.....	46
4. KAPALI AKIŞLI KABİNDE DENEY ve MODELLEME	53
4.1 Deney Düzeneği ve Belirsizlik Analizi.....	53
4.2 Deney Sonuçları	58
4.3 Kapalı Akışlı Kabinde Isı ve Kütle Geçişinin Modellenmesi	60
4.3.1 Akış modeli ve sınır şartları	65
4.3.2 Kütle geçişinin modellenmesi	67
4.4 Sonuçlar ve Doğrulama.....	68
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	79
KAYNAKLAR	83
ÖZGEÇMİŞ	85

KISALTMALAR

UDF	: User Defined Function
KTTF	: Kullanıcı Tarafından Tanımlanan Fonksiyon
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DO	: Discrete Order
S2S	: Surface-to-surface
NIR	: Near Infrared
SAS	: Statistical Analysis Software
ANSI	: American National Standards Institute
ASME	: American Society Of Mechanical Engineers
ISO	: International Organization for Standardization
RNG	: Renormalization Group
PIV	: Particle Image Velocimetry
RANS	: Reynolds-averaged Navier–Stokes equations
AAK	: Açık Akışlı Kabin
KAK	: Kapalı Akışlı Kabin
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
spv	: Surface per Volume

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Tuğla özellikleri.	27
Çizelge 3.2: Farklı β değerleri için tuğla sıcaklığı ve kütle kaybı (t=100 dak).	47
Çizelge 4.1: Farklı baca çapları için deney sonuçları (t=100. dak).....	60
Çizelge 4.2: Tuğla merkez düzleminde sıcaklık [K] ve su buharı dağılımı.....	71
Çizelge 4.3: Farklı baca çapları için sayısal çalışma sonuçları (t=100 dak).	76

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Eş zamanlı ısı ve buhar geçişi akış şeması.....	17
Şekil 2.2: Türbülanslı akışa maruz kalan gıdada gerçekleşen prosesler.....	19
Şekil 2.3: İteratif KTTF çevrimi.	21
Şekil 2.4: CFD modeli-sonlu farklar yöntemi için gıdanın kütle kaybı.....	22
Şekil 3.1: Açık akışlı kabin deney düzeneği.....	25
Şekil 3.2: Deney köşesi ve deney düzeneği.	26
Şekil 3.3: Tuğlaların soğuk suda bekletilmesi.	27
Şekil 3.4: Tuğla merkez sıcaklık ölçümü.	28
Şekil 3.5: Tuğla merkez sıcaklığı.....	30
Şekil 3.6: Tuğla kütle değişimi.....	30
Şekil 3.7: Açık akışlı kabin modeli.	32
Şekil 3.8: Bölünmüş hacim yapısı.	33
Şekil 3.9: Açık akışlı kabin modeli ağ yapısı.....	33
Şekil 3.10: Levha üzerinde paralel akışta sınır tabaka gelişimi.....	34
Şekil 3.11: Tuğla makro ve mikro porozitesi.	36
Şekil 3.12: Tuğla yüzeylerinde “duvar” sınır şartı için su buharı konsantrasyonu....	37
Şekil 3.13: Tuğla-kabin kütle geçişinin şematik gösterimi.	38
Şekil 3.14: Tuğladaki buharlaşma ve difüzyon.	39
Şekil 3.15: Eş zamanlı ısı ve kütle geçişi çözüm akış şeması.....	42
Şekil 3.16: FLUENT® kaynak terimi sekmesi.	43
Şekil 3.17: Buharlaşan su miktarı kaynak kodunun eklenmesi.	43
Şekil 3.18: Buharlaşan su enerjisi kaynak kodunun eklenmesi.....	44
Şekil 3.19: KTTF giriş ekranı.	45
Şekil 3.20: Kaynak ve başlık dosya seçim ekranı.	45
Şekil 3.21: Tuğla merkez sıcaklığının düzeltme katsayısına göre değişimi.....	47
Şekil 3.22: Tuğla ve yüzey boşluklarında doyma basıncı mutlak farkı.	48
Şekil 3.23: Tuğla merkez düzleminde sıcaklık dağılımı [K].	48
Şekil 3.24: Tuğla merkez düzleminde su buharı konsantrasyon dağılımı.....	49
Şekil 3.25: Tuğla merkez sıcaklığının deneysel ve sayısal karşılaştırması.	50
Şekil 3.26: Tuğla merkez sıcaklığında türbülans modelleri etkisi.	51
Şekil 3.27: Tuğlanın kütle kaybının deneysel ve sayısal karşılaştırması.	51
Şekil 4.1: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği şematik gösterimi_önden görünüş...54	
Şekil 4.2: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği şematik gösterimi_soldan görünüş. .55	
Şekil 4.3: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği.	56
Şekil 4.4: Deneylerde kullanılan tuğla.	56
Şekil 4.5: Baca fanı ve basınç düşümü ölçümü.	58
Şekil 4.6: Üç baca çapı değeri için tuğla merkez sıcaklığı.	59
Şekil 4.7: Üç baca çapı değeri için tuğla kütle değişimi.	59
Şekil 4.8: Kapalı akışlı kabin modeli.	60
Şekil 4.9: Tuğla ve kapalı akışlı kabin bacası.	61
Şekil 4.10: Üç farklı çapta kabin bacası.....	61
Şekil 4.11: Isıtıcı ve fan.	62
Şekil 4.12: Kabin arka duvarı emme ve basma delikleri.	62
Şekil 4.13: Kabin arka duvarı akış profili.	63
Şekil 4.14: Kapaktaki taze hava girişi.	63

Şekil 4.15: Taze hava giriş yarığındaki akış profili.....	64
Şekil 4.16: Kabin baca akışı.....	64
Şekil 4.17: Kapalı akışlı kabin modeli ağ yapısı.	65
Şekil 4.18: Baca çıkışına “pressure outlet” sınır şartının eklenmesi.	67
Şekil 4.19: Tuğla merkez sıcaklığının 12 mm baca çapı için karşılaştırması	72
Şekil 4.20: Tuğla merkez sıcaklığının 18 mm baca çapı için karşılaştırması.	73
Şekil 4.21: Tuğla merkez sıcaklığının 24 mm baca çapı için karşılaştırması.	73
Şekil 4.22: Tuğlanın kütle değişiminin 12 mm baca çapı için karşılaştırması.....	74
Şekil 4.23: Tuğlanın kütle değişiminin 18 mm baca çapı için karşılaştırması.....	75
Şekil 4.24: Tuğlanın kütle değişiminin 24 mm baca çapı için karşılaştırması.....	75

SEMBOL LİSTESİ

A	: Toplam ısı geçiş alanı (m^2)
C	: Nem derişikliği (kg su buharı/kg toplam hava)
C₂	: Atalet kayıp terimi (m^{-1})
C_p	: Özgöl ısı (J/kgK)
D_{AB}	: Difüzyon katsayısı (m^2/s)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_m	: Kütle taşınım katsayısı (m/s)
h_{fg}	: Buharlaşıma entalpisi (J/kg)
J_{sb}	: Difüzyon akısı
L	: Karakteristik uzunluk (m)
m_b	: Buharlaşan su miktarı (kg)
n	: Değişken sayısı
P	: Basınç (Pa)
P_{sat}	: Tuğla katı kısmındaki boşluk yüzeylerindeki su buharı doyma basıncı (Pa)
P_{satinf}	: Tuğla boşluklarındaki su buharı doyma basıncı (Pa)
p_{sd}	: Suyun doyma basıncı
q	: Buharlaşıma enerjisi (J)
Q	: Isı (W)
R	: Ölçülecek boyut
S	: Kaynak terimi
t	: Zaman (s)
T	: Ortalama sıcaklık (K)
T'	: Salınım sıcaklığı (K)
U	: Hız (m/s)
u_i	: Ortalama hız (m/s)
u_i'	: Salınım hızı (m/s)
w_R	: Toplam hata oranı
w_n	: Bağımsız değişkenlerin belirsizliği

Yunan Sembolleri

α	: Geçirgenlik
β	: Düzeltme katsayısı
β_t	: Birleştirilmiş basınç gradyeni katsayısı (kg/m^3sPa)
ΔP	: Buhar basınç farkı (Pa)
Δy	: Tabaka kalınlığı (m)
Φ^t, ϕ'	: Türbülanslı dissipasyon (W/m^3)
Γ	: Su buharı geçirgenliği ($kg/(msPa)$)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
τ_{ij}	: Gerilme tensörü

İndisler

∞	: Serbest Akış
ener	: Enerji
ort	: Ortam
n	: Normal
y	: Yüzey
sb	: Su buharı

İÇİNDE NEM KAYNAĞI BULUNAN ISITILAN HACİMLERDE ISI VE KÜTLE GEÇİŞİNİN HAVALANDIRMA İLE İLİŞKİLENDİRİLMESİ

ÖZET

Bu doktora tez çalışmasında, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde, eş zamanlı ısı ve kütle geçişi sayısal ve deneysel olarak incelenerek, hacme ait havalandırma sisteminin hacimdeki ısı ve kütle hareketleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Literatürde eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözümlenmesine yönelik farklı çalışmalar olsa da, bunların poroz bir yük ve yükün içinde bulunduğu hacim için eş zamanlı olarak çözüldüğü çalışmalara rastlanmamıştır. Benzer şekilde, havalandırma sisteminin ısı ve kütle geçişine etkisi için de literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle, tez çalışmasının ilk aşamasında, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde ısı ve kütle geçişinin eş zamanlı olarak çözümüne yönelik deneysel ve sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

Deneysel çalışmalar kapsamında, ilk olarak, içine ısıtılmış hava gönderilen açık akışlı bir kabin hazırlanmış ve su emdirilmiş tuğla bu kabine yerleştirilerek tuğlanın kuruma süreci takip edilmiştir. Kabinden olan hava çıkışı, kabin üst duvarında yer alan bir açıklık yardımıyla olmaktadır. Havanın kabine giriş ve çıkış hızları ölçülmüş ve kabin içi havanın ve tuğlanın sıcaklık değişimi kaydedilmiştir. Tuğladan olan nem kaybının ifade edilebilmesi için deney süresi boyunca tuğlanın kütle değişimi kaydedilmiştir. Modelleme çalışmalarında sınır koşulu olarak kullanılacak değerler, deneysel olarak tespit edilmiştir.

İçinde nem kaynağı olan açık akışlı hacimde ısı ve kütle geçişinin eş zamanlı olarak çözülmesi çalışmaları kapsamında, öncelikle deneylerin yapıldığı açık akışlı kabinin modeli oluşturulmuştur. Sayısal çalışmalar ticari FLUENT® yazılımında yürütülmüştür. Temel momentum, enerji ve kütle geçişi denklemlerinin çözüldüğü bu yazılımda tuğladaki suyun buharlaşmasının da çözüme dahil edilebilmesi için modüller (User Defined Function (UDF) veya Kullanıcı Tarafından Tanımlanan Fonksiyon (KTTF)) eklenmiştir. Bu modüller, tuğladaki suyun buharlaşmasını ifade eden bünye denklemleri yer almış ve FLUENT® yazılımındaki yürütücü denklemlere kaynak terimi olarak eklenmişlerdir. Böylece, hem tuğla, hem de kabin içi hava için ısı ve kütle geçişi eş zamanlı olarak çözümlenmiştir. Oluşturulan bu model ve yapılan sayısal çalışmalar ile elde edilen veriler, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış, tuğla sıcaklık ve tuğla kütle kaybı değerlerinin deneylerle uyum sağladığı görülmüştür.

Tez çalışmasının ikinci kısmında eş zamanlı ısı ve kütle geçişi sayısal çalışmaları ve deneyleri, havalandırma sisteminin dahil edildiği kapalı akışlı kabinde yürütülmüştür. Burada oluşturulan deney düzeneğinde, açık akışlı kabinden farklı olarak, kabin içerisindeki bir ısıtıcı ile ısıtılan hava, bir fan yardımı ile sirküle edilmektedir. Açık akışlı kabinde oluşturulan kütle geçişi modeli, kapalı akışlı kabinde üç farklı baca çapı için uygulanmış ve sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Burada da, oluşturulan bu model ve yapılan sayısal çalışmalar ile elde edilen veriler, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış, tuğla sıcaklık ve tuğla kütle kaybı değerlerinin deneylerle uyum sağladığı görülmüştür.

EFFECT OF VENTILATION SYSTEM ON HEAT AND MASS TRANSFER INSIDE A HEATED CAVITY HAVING A MOISTURE SOURCE

SUMMARY

In this Ph.D. study, an experimental and numerical investigation was carried out on the simultaneous heat and mass transfer inside a heated cavity which has a moisture source in it. Adding to that, the effects of the ventilation system on the heat and mass transfer were studied.

Even though, there are several studies concerning simultaneous heat and mass transfer analysis, to the best of the author's knowledge this PhD study is known to be the first one to deal with both the porous source and the cavity in which this source stands in simultaneous heat and mass transfer. Similarly, the effects of the ventilating system on heat and mass transfer were not a formerly studied topic in literature. Therefore, the research on the simultaneous heat and mass transfer inside a heated cavity which has a moisture source in it was conducted both experimentally and numerically.

Within the scope of experimental studies, at first, an open cycled cavity which had a water soaked brick within was used. The brick was heated by hot air which was forwarded into cavity. The venting of the cavity was provided by a gap which was located on the top surface of the cavity. The velocity of the air entering and leaving the cavity was measured. During the tests, the temperature change in the cavity and brick were recorded. In order to express the mass loss of the brick, the mass change of the brick was also recorded. The boundary values which were needed in the modeling studies were determined experimentally.

For analyzing simultaneous heat and mass transfer within a heated cavity having a mass source, the model of the experimental setup mentioned above was established. For the computational analysis, commercial FLUENT® software which solves basic momentum, energy and mass transfer equations was used. In order to express the vaporization of the water in the brick, codes (User Defined Function (UDF)) were written and added to FLUENT® as source terms. By this way, simultaneous heat and mass transfer equations were solved for both brick and the air surrounding it. The results of the analysis studies implemented were compared with the experimental results and good agreement was observed for the temperature of the brick and the mass loss of the brick.

In the second research part of the thesis, simultaneous heat and mass transfer experiments and analyses were conducted in a closed cycled cavity having a ventilating system. Unlike the open cycled cavity, air is heated by a heater which is inside the cavity and heated air is circulated by a fan near the cavity in the experiments. Simultaneous heat and mass transfer model, developed in the open cycled cavity studies, is applied to the closed cycled cavity having three different chimney diameters. The results of the computational analysis implemented were compared to the experimental data and good agreement was observed for the temperature of the brick and the mass loss of the brick.

1. GİRİŞ

Birçok mühendislik probleminde momentum, ısı ve kütle geçişinin bir arada gerçekleştiği durumlarla karşılaşmakta ve bu denklemlerin eş zamanlı olarak analiz edilmeleri gerekmektedir. Son dönemlerde özellikle ısı ve kütle hareketlerinin eş zamanlı olarak incelenmesi sıkça karşılaşılan bir araştırma konusudur. Özellikle gıda sektöründe, pişirme, kurutma, tutsüleme gibi proseslerin en önemli aşaması eş zamanlı ısı ve kütle geçişidir. Bu prosesler esnasında gıdanın fiziksel, kimyasal ve besin özelliklerinde önemli değişiklikler olur. Bu değişikliklerin çoğu; sıcaklığın, nemin ve zamanın fonksiyonudur.

İçinde nem kaynağı bulunan hacimlerde ısı ve kütle hareketlerinin eş zamanlı olarak incelenmesi, sistemin davranışının ortaya konması açısından önemlidir. Nem kaynağı ile kaynağı çevreleyen hava arasındaki ilişki, sistemin sıcaklık ve nem değişimini etkilemektedir. Kaynağın nem seviyesi, kaynağın içinde bulunduğu hacimdeki havanın fiziksel özellikleri ve akış özellikleri, varsa hacimdeki ısı kaynakları ilişkiyi etkileyen parametrelerdir. Poroz yükler için, ısı ve kütle hareketlerinin incelenmesi daha karmaşıktır ve hacim ile ilişkisinin kurulması önem taşır.

Havalandırma sistemine sahip, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde; havalandırma sisteminin geometrisi ve çalışma şekli, hacimdeki ısı ve kütle hareketlerini etkilemekte ve hacim içinden atılan hava miktarı ile bağlantılı olarak, dışarıya atılan havanın özelliklerini ve hacimden atılan ısıнын miktarını da değiştirmektedir. Havalandırma sistemi ile beraber çalışan çıkış açıklığının (bacanın) hem konumu, geometrisi; hem de havalandırma sisteminin özelliklerine bağlı olarak değişecek kapasitesi, hacim içindeki nem seviyesini etkilemektedir. Bu da, kaynaktan hacim içi ortama olan kütle geçişini değiştirmekte, dolayısıyla da baca ve havalandırma sistemi, hacim ısı ve kütle hareketleri üzerinde doğrudan etkili olmaktadır. Hacim ve baca-havalandırma sistemi ilişkisini etkileyecek diğer bazı parametreler ise, havalandırma sistemi özellikleri, konumu, kullanılan fan tipi (radyal, eksenel), havalandırma kanal malzemesi özellikleri, hava emiş ve basma konum ve kesitleri, havalandırmada kullanılacak havanın debisi, sıcaklığıdır.

Öte yandan, ısı ve kütle hareketlerinin eş zamanlı olarak incelenmesine yönelik literatürde rastlanan çalışmaların hemen hepsinde; nem kaynağı çözümlemesi üzerine yoğunlaşmış, kaynağın içinde bulunduğu hacim ile ilişkisi ise sadece sınır şartları kullanılarak kurulmuştur.

Tezde, literatürden farklı olarak nem kaynağı ile birlikte hacim içi havanın da çözümlenmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda yapılan çalışmalarda, sıcak hava akışı olan ve içinde nem kaynağı olan bir açık akışlı kabin modeli oluşturulmuştur. Açık akışlı kabinden hava çıkışını sağlayan bir baca da yer almaktadır. Kabinin açık akışlı olarak tanımlanmasının nedeni, giren havanın, kabin içinde sirküle olmaksızın, hacmi terk etmesidir. Burada nem kaynağı, hacim içinde kurutulan bir tuğla olarak ele alınmıştır. Temel geçiş denklemlerinin çözülmesi için kullanılan yazılımda (FLUENT®), buharlaşma etkisi çözülmemektedir. Bu sebeple, tuğlada gerçekleşen buharlaşma, hazırlanan modüller (KTTF) ile FLUENT® yazılımına eklenmiştir. Bu modüller ile, buharlaşmayı ifade eden bünye denklemleri oluşturulmuş ve FLUENT® yazılımındaki yürütücü denklemlere kaynak terimi olarak eklenmiştir. Tuğladan, hacim içi havaya olan buharlaşma ve difüzyon yoluyla su buharı geçişi; temel yönetici denklemlerle birlikte çözülmüştür. Sayısal çalışmalar ile birlikte, modeli temsil eden bir deney düzeneği kurulmuş ve sayısal çalışma sonuçları deneysel olarak doğrulanmıştır.

Tez çalışmasının bir diğer amacı, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde, nemli havanın hacim içerisinde dolaştırılarak, havalandırma açıklığından atıldığı uygulamaların modellenmesidir. Bu amaçla havalandırma sistemine sahip ve içinde nem kaynağı bulunan "kapalı akışlı kabin modeli" oluşturulmuştur.

Çalışmanın ikinci bölümünde, ısı ve kütle hareketlerinin analizi ile ilgili yapılan literatür araştırmasına ait sonuçlara yer verilmiştir. Üçüncü bölümde, açık akışlı kabinde yapılan deney, modelleme çalışmaları ve bunların sonuçları yer almış, dördüncü bölüm ise, kapalı akışlı kabin deneysel, modelleme çalışmalarına ve bunların sonuçlarına ayrılmıştır. Tez çalışmasında yapılan değerlendirmeler ve öneriler beşinci bölümde yer almaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde farklı parametrelerin, ısı ve kütle geçişi üzerindeki etkisini inceleyen teorik ve deneysel çalışmalar ile ilgili literatür araştırmasının sonuçları sunulmuştur.

Tez çalışması kapsamında yapılan literatür araştırmasında kapalı hacimlerde havalandırmanın ısıtılan hacim ile olan ilişkisi ile ilgili doğrudan bir çalışmaya rastlanmamıştır. İncelenen çalışmalar; i) kavite içi ısı ve akış hareketlerini ii) eş zamanlı ısı ve kütle hareketlerini, iii) geçiş denklemlerindeki kaynak terimlerini tanımlayan KTTF modüllerinin oluşturulması konularını kapsamaktadır. Isı ve kütle hareketlerinin incelendiği çalışmaların gıda analizi üzerinde yoğunlaşması sebebiyle, ağırlıklı olarak fırın ve gıda uygulaması içeren yayınlara yer verilmiştir.

Kavite içi ısı ve akış hareketleri ile ilgili çalışmaların ilki Sparrow ve Abraham tarafından yayınlanmıştır [1]. Bu çalışmada, fırınların enerji tüketimine yönelik fırın içi sıcaklık dağılımı, fırın içi havanın ve fırın içine konan yükün (yiyeceğin) çeşitli durumları için sıcaklık değişimi çalışmalarının ele alındığı görülmektedir. Bu çalışmaların ilkinde, orijinal durum da dahil olmak üzere fırında oluşturulan farklı durumlar için fırın içine konan yükün yüzey sıcaklığının değişimi gözlenmiştir. Çalışmanın amacı, fırında gerçekleşen ısı geçiş mekanizmalarının pratik olarak incelenmesidir ve bu doğrultuda ısı geçişini ve fırın içi akışı yöneten birçok parametrenin etkisi araştırılmıştır.

Fırında gerçekleşen üç tip ısı geçişine göre deneysel çalışmalar da üçe ayrılmıştır: İlk grupta, fırın duvarlarının yüzey özellikleri (iletimle ısı geçişi açısından), ikinci grupta infiltrasyonun etkisi (taşınila ısı geçişi açısından), son grupta ise sıcaklık sensörü yüzeyinin ışıyım özellikleri incelenmiştir. Sonuçlar ağırlıklı olarak, çeşitli parametrelerden etkilenen fırın içine konan yükün ısınma hızına göre verilmiştir.

İlk olarak fırın yükü olarak belirlenen alüminyum bloğun yayma katsayısının (emisivite), bloğun sıcaklık değişimi üzerindeki etkisi araştırılmış, yüzey çeşitli renk boyalarla (siyah, yeşil, beyaz, sarı) boyanarak deneyler yapılmıştır. Yüzey renginin yayma katsayısı üzerinde bir etkisi bulunmadığı görülmektedir. Ayrıca; ısı yükünün sıcaklığının, ısıtma periyodunun hemen başında hızla arttığı, ısıtma periyodunun ileri aşamalarında ise ısıtma hızının sabit kaldığı belirlenmiştir. Daha sonra ise, ısı yükünün yayma katsayısının değiştirilmesi için yüzeyin üzeri alüminyum folyo

(literatürdeki yayma katsayısı değeri=0,05) ile kaplanmış, bu durum alüminyum bloğun orijinal hali (yayma katsayısı=0,15) ve siyah olması durumu ile karşılaştırılmıştır. Isıl yükün ısınma hızının yüzey özelliklerinden etkilendiği, beklendiği gibi yüzeyin yayma katsayısı arttıkça ısınma hızının da arttığı görülmüştür. Bunun da alüminyum folyoya sarılarak veya paslanmaz sac kaplarda pişen yiyeceklerde etkili olabileceği vurgulanmıştır.

Çalışmada yapılan ikinci grup deneylerde, fırında bulunan sıcaklık sensörünün yüzey özelliklerinin ısı yükün ısınma hızı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bunun için sensörün içinde bulunduğu kılıf siyaha boyanarak (sensör fırın içindeki yiyecekten sıçrayan yağlarla kirlenmiş ve yüzey özellikleri değişmiş olabilir) orijinal hali ile kıyaslanmıştır. Burada deneyler, yükün de alüminyum folyo ile kaplı olması ve olmaması durumu için yapılmıştır. Deneylerin sonucunda sıcaklık sensörünün yüzey özelliklerinin, alüminyum folyo kaplı ısı yükün ısınma hızını etkilemediği belirlenmiştir. Bu sonuç, adyabatik bir yüzeyin sıcaklığının, yüzeyin ısıtım özelliklerinden bağımsız olduğunu göstermektedir. Bu durum, özellikle taşınımın olmadığı durumlarda geçerlidir. Böylece, mevcut durumda fırının üst kısmında, taşınımın öneminin ısıtımına göre ihmal edilebilir olduğunu göstermektedir.

Çalışmada fırının infiltrasyon açıklıklarının kapatılması durumunu da incelenmiştir. Bu deneyler de, alüminyum folyo ile kaplanmış ve kaplanmamış ısı yükler için tekrarlanmıştır. Deneyler sonucunda ısı yükün ısınma hızının infiltrasyon olup olmamasından etkilenmediği belirlenmiştir. Deney gruplarının sonucunda emaye kaplı yüzey yerine paslanmaz sac kullanılan bazı fırınlardaki durumun incelenmesi için emaye kaplı duvarlar alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Burada da deney sonuçları, ısı yükün üzeri alüminyum folyo ile kaplıyken ve değilken karşılaştırılmıştır. Fırın yüzeylerinin alüminyum folyo ile kaplanmasının folyo kaplı yükün ısınma hızı üzerinde az bir etkisi vardır. Siyaha boyanmış ısı yük için aynı karşılaştırma yapılmıştır. Bu durumda yüzeylerin alüminyum folyo ile kaplanması ısı yükün ısınma hızını artırmıştır. Folyo ile kaplı yüzey durumu için yükün sıcaklığı yaklaşık olarak 20°C artmıştır.

Sparrow ve Abraham [2] tarafından yapılan ikinci çalışma, yukarıda bahsedilen çalışmanın [1] devamı niteliğindedir. Bu çalışmada, fırın içindeki ısı geçişi deneysel olarak derinlemesine incelenmiş, siyah veya parlak yüzeye sahip ısı yükler için ısı geçiş katsayıları ölçülmüştür. Ayrıca; fırın içine yiyecek yerine koyulan alüminyum bloğun sıcaklık değişimi, fırın içine koyulan sulu ve susuz ek yüklerin konumları değiştirilerek gözlenmiştir.

Deney verilerinden, sonuçların iki grupta toplandığı; ısı yükün yayma katsayısının yüksek olduğu durumlarda etkin ısı geçiş katsayısının da arttığı görülmüştür. Bu da ısı geçiş mekanizmalarından ışıınının daha etkin olduğunu göstermektedir. Deney sonuçlarının literatürde elde edilen toplam ısı geçiş katsayılarına yakın olduğu bildirilmiştir.

Fırın içine ek engeller konularak yapılan deneylerde alüminyum blok, fırın orta rafına yerleştirilmiş, ek olarak da, bloğun üst veya alt rafına içinde su olan veya boş tepsi koyularak alüminyum bloğun sıcaklık değişimi gözlenmiştir. Isı kaynağının fırın alt yüzeyinde olması ve yükte ısı kaynağının arasına konan tepsilerin bir ışıınının kalkını görevi görmesi sebebiyle ısı yükün altına konan ek yükler yükün sıcaklığını düşürmektedir.

Su dolu tepsilerin etkisi araştırılırken, yüzeylerde bulunan termoelemanlar yardımıyla, sulu yük durumunda ısınma çevriminin, tepsinin olmadığı duruma göre daha uzun sürdüğü görülmüştür.

İkinci grup deneyde, ısı yükün ve ek yüklerin folyo ile kaplı olması ve olmaması durumunda yükün ısınma hızı takip edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda her durumda siyah yükün ısınma hızının daha yüksek olduğu, folyo ile kaplı yükte ise tam tersi durum gözlenmiştir. Ayrıca aşağıya siyah bir tepsi konmasının folyo ile kaplı bir tepsiye göre yükün daha hızlı ısınmasına sebep olduğu görülmüştür.

Çalışmada son olarak ısı yük fırın içinde farklı konumlarda iken deney yapılmış, beklendiği gibi en alt rafta yükün daha hızlı ve fazla ısındığı görülmüştür. En üst rafta yükün konumunun yatayda değişmesi ısınma hızını değiştirmemektedir. Siyah yük durumu için yükün konumunun belirgin bir etkisi yokken, folyo ile kaplı yük için farklı konumlarda sıcaklık farkları gözlenmiştir.

Mistry ve diğerleri [3] tarafından yayınlanan çalışmada, elektrikli fırınlarda zamana bağlı doğal taşınım modellenmiştir. Fırınlarda CFD (Computational Fluid Dynamics) modellemesi çalışmaları üç boyutlu, zamana bağlı doğal taşınım yarattığı akış-sıcaklık alanının ışıınınla ısı geçişi ile birlikte çözülmüştür. Ancak altta ve üstte açıklığa sahip kapalı hacimlerde doğal akışın sayısal çözümlemesinde fiziksel olmayan sonuçlarla karşılaşılabilceği ve bu çalışmada fiziğe dayanan “robust” bir model üzerinde durulduğu ve çalışmanın deneylerle desteklendiği belirtilmektedir.

Deneylerde ızgara ve alt ısıtıcıya sahip bir “free standing” (ankastre olmayan) fırın kullanılmıştır. Fırın kapağı ve şasi arasındaki contanın oluşturduğu kaçak patikasından fırın içine taze hava girişi olmaktadır. Fırın kapağının iç tarafı ışıınınla ısı kaçığının engellenmesi için yansıtıcı kaplama ile kaplanmıştır. Normal çalışma

konumunda on-off çevrim yaparak çalışan bu fırında ısı kayıp mekanizmalarının belirlenmesi için kararlı hal deneyleri yapılmıştır.

Sayısal çalışmada, havanın termal özellikleri, içeriğindeki su buharı miktarına göre belirlenmiştir. Doğal akışın irdelenmesi için Boussinesque yaklaşımı kullanılmıştır. Fırınlarda etkin ısı geçiş mekanizmasının ışıınım olması sebebiyle, ışıınıma ve özelliklerine dikkat edilmiş, ısıtıcının ve fırın duvarlarının yayma katsayılarının belirlenmesi için bazı denemeler yapılmıştır. Isıtıcılar; zamana bağlı simülasyonlarda ısı kapasitelerinin etkisinin görülmesi amacıyla hacim ısı kaynakları olarak modellenmiş, fırın dış duvarları ve kapak camı, ortamla taşınım ve ışıınımla ısı geçişi gerçekleştirecek şekilde modellenmiştir. Işıınım modeli olarak “discrete ordinate” (DO) ve “surface-to-surface” (S2S) modelleri kullanılmıştır. DO modeli yüzeyler arası ışıınımın yanı sıra gaz ışıınımını da dikkate almaktadır. S2S modeli ise, yalnızca yüzey ışıınımını dikkate almaktadır. Bu iki modelle elde edilen sıcaklık alanları birbirine çok yakın olmakla beraber S2S modelinin DO modelinden iki kat hızlı olduğu ve çalışılacak sıcaklık aralığında havanın ışıınıma katılmadığı kabulünün yapılabileceği belirtilmiştir.

Açık rejim çözümleri, zamana bağlı çözümlerden daha kısa zaman almaktadır. Bu sebeple doğrulama çalışmaları, ilk olarak açık rejim sonuçlarına göre belirlenen ısı kayıplarına göre yapılmıştır. Fırın merkez sıcaklığı için deneysel sonuçlar ve sayısal çalışma sonuçları arasındaki maksimum fark, ızgara modunda %8,5, fırın modunda %6 olarak elde edilmiştir. Yük sıcaklıklarında ise bu farklar sırasıyla %2’ye ve %2,5’a düşmüştür. Zamana bağlı çözümlerde ise, ızgara çevriminde en yüksek fark %10, fırın çevriminde ise %2,7 olarak bulunmuştur.

Isı ve kütle geçişinin bir arada modellendiği ve çözüldüğü çalışmalar ise genellikle kurutma, pişirme gibi gıda alanında yapılan yayınlarda yer almaktadır.

Fırın içi ısı ve kütle geçişinin modellendiği bir çalışmada Chen ve diğerleri [4], taşınım ile pişirilen düzgün, silindirik tavuk eti köftelerinin iki boyutlu, eksenel simetrik sonlu elemanlar modelini geliştirmişlerdir. Modelde, tavuk köftelerinin iç sıcaklıkları ve nem dağılımları tahmin edilmiş; doğrulama amacıyla 98 adet tavuk köftesi taşınımlı fırında pişirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Isı ve kütle geçişinin bir arada yer aldığı taşınım ile pişirmede, ısı, fırın içi havadan yiyecek yüzeyine taşınım ile, yiyecek yüzeyinden merkezine doğru iletimle geçmektedir. Eş zamanlı olarak, yiyecek içindeki nem de yüzeye doğru yayılmakta ve yüzeyden buharlaşmaktadır. Modelin karmaşıklığının azaltılması için şu kabuller yapılmıştır: (i) Tavuk köfteleri homojen yapıda ve silindirik koordinatlarda alınmıştır.

(ii) Simülasyonda termofiziksel özellikler in zamanla değiştiği göz önüne alınmıştır. (iii) İki boyutlu ısı geçişi kabul edilmiştir, açısal yön ihmal edilmiştir. (iv) Nemin gıda içinden yüzeye doğru yayıldığı ve sadece yüzeyden buharlaştığı kabul edilmiştir. (v) Tavuk eti köftelerinin pişme süresince büzülmesi ihmal edilmiştir. (vi) Tavuk köftelerinin yüzeyinde kabuk oluşumu ihmal edilmiştir. (vii) Kütle geçişinde sadece suyun geçişi göz önüne alınmıştır. (viii) Problemin aksel simetrik olduğu kabul edilmiştir. Yukarıda belirtilen kabuller dahilinde genel ısı ve kütle geçişi denklemleri, sınır şartları ve başlangıç şartları şu şekilde verilmiştir:

$$\text{Isı geçişi} \quad \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{k_T}{c_T} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_T}{c_T} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) \quad (2.1)$$

$$\text{Kütle geçişi} \quad \rho \frac{\partial m}{\partial t} = \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{k_m}{c_m} \frac{\partial m}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_m}{c_m} \frac{\partial m}{\partial z} \right) \right) \quad (2.2)$$

$$\text{Başlangıç şartları} \quad T(r, Z)|_{t=0} = T_0 \quad m(r, Z)|_{t=0} = m_0 \quad (2.3)$$

$$\text{Sınır şartları: Sıcaklık, } k_T \frac{\partial T}{\partial n} = h_T (T_a - T) + D_m \rho \lambda \frac{\partial m}{\partial n} \quad (\text{yüzeyde}) \quad (2.4)$$

$$\text{Kütle, } k_m \frac{\partial m}{\partial n} = h_m (m_e - m) \quad (\text{yüzeyde}) \quad (2.5)$$

Burada; c_T özgül ısı (J/kg °C), k_T ısı iletim katsayısı (W/m°C), c_m etin sahip olduğu özgül nem derişikliği (kg_{nem}/kg_{et}), k_m nem difüzyon katsayısı (kg_{nem}/ms), D_m (m²/s) yüzeyden buharlaşan nem için difüzyon katsayısı (m²/s), λ buharlaşma ısı (J/kg), m_e fırın içi nem miktarı (kg) olarak tanımlanmıştır. Isı-kütle geçişi denklemleri birleştirilmiş olarak sistemdeki tüm düğüm noktaları için çözülmüştür.

Sıcaklık dağılımlarından, fırın içi sıcaklığı artırıldığında tavuk köftesi merkez sıcaklığının 70°C'ye ulaşma süresinin kısaldığı, bunun yanında tavuk köftesi merkez ve yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın arttığı görülmektedir. Öte yandan, nem içeriği incelendiğinde, sıcaklık gradyeninin tersine, iç tarafta tavuk merkezine göre daha fazla nem olduğu gözlenmiştir.

Modelin doğrulanması amacıyla yapılan deney çalışmalarında, pişirilen tavuk köftelerinin, dört farklı fırın içi sıcaklığında merkez sıcaklıkları model sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Pişirilen 98 adet tavuk köftesi için, ölçülen zamana bağlı merkez sıcaklıklarında modele göre 3,7°C ila 5°C fark gözlenmiştir. 98 numune için yapılan tahminlerin hatası %1,2 olarak bulunmuştur.

Çalışmada, kütle geçişinin modele katılmasının ve sabit-değişken termofiziksel özellik kullanılmasının hata oluşumu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Birleştirilmiş ısı-kütle geçişi simülasyonu ile elde edilen tavuk eti merkez sıcaklıklarının, sadece ısı geçişinin ele alındığı simülasyona göre her zaman düşük kaldığı belirlenmiştir.

Isı ve kütle geçişinin eş zamanlı olarak ele alındığı bu çalışmada, yönetici denklemler tavuk köfteleri için çözülmüş, köftelerin fırın içi hava ile ilişkisi taşınım sınır şartı ile kurulmuştur. Oysa bu tez çalışmasında yük ile ortam için ısı-kütle geçiş denklemleri aynı anda çözülmüştür.

Yalnızca yükün incelendiği bir başka çalışma olan ve Thorvaldsson ve Skjöldebrand [5] tarafından yayınlanan makalede fırında ekmek pişirme esnasındaki ısı ve kütle geçişi deneysel olarak çalışılmıştır.

Burada 2 kere mayalanmış ekmekler 225°C sıcaklığındaki fırında doğal taşınım ile pişirilmiş ve ekmeklerin içindeki su miktarı fiber optik NIR (Near Infrared) cihazı kullanılarak tayin edilmiştir. Benzer şekilde, ekmeklerin sıcaklık değişimi de optik fiber ile takip edilmiştir. Pişirme esnasında gerçekleşen su geçişinin incelenmesi için, buğday unu ile hazırlanmış ekmekler kullanılmıştır.

Boşluklarda yer alan suyun malzeme boyunca ısı geçişine sebep olduğu ve bunun nedeninin, boşluğun sıcak olan tarafında buharlaşmanın, soğuk olan tarafında yoğunlaşmanın gerçekleşmesi olduğu belirtilmiştir. Bu durum, Watt prensibi veya ısı borusu etkisi olarak adlandırılmaktadır. Ekmek içinde sıcaklık gradyanına olan bu etki, sıcaklıkla doğrudan ilişkili olan kısmi su buharı basıncını da etkilemekte, benzer şekilde ekmek içinde (yüzeyden merkeze doğru) bir buhar basıncı gradyanı oluşmaktadır.

Sıcaklık farkı sebebiyle gerçekleşen kısmi buhar basıncı gradyanı zamanla azalmakta, bu sebeple su buharı merkezden yüzeye doğru hareket etmektedir. Sıcaklığın yüksek olduğu fırın içinde kısmi su buharı basıncı, doyma noktasından uzaktır. Yüzeydeki su buharı, havaya yayılmakta ve yüzey kurumaya başlamaktadır. Yüzeyin altında, hala su bulunan bölgelerde, su buhar basıncını doyma noktasına getirmek için buharlaşma olmaktadır.

Çalışma sonucunda ekmek içindeki su miktarının pişirme sırasında arttığı, suyun buharlaşması ile suyun merkezden kenarlara doğru hareket ettiği görülmüştür. Sıcaklığın düşük olduğu merkezde ise yoğunlaşma olduğu belirlenmiştir. Ekmek sıcaklığının 70°C civarına ulaşması ile, ölçülen su miktarında bir değişim olduğu belirtilmiş bunun da ekmekte kimyasal bir değişime işaret ettiği bildirilmiştir. Bu, havayla temas eden bölgelerde hamur olan ekmeklerde kabuk oluşumunun

başladığını göstermektedir. Merkeze doğru olan kütle geçişi bu sıcaklıkta başlamakta, gıda sıcaklığı 100°C olduğunda sona ermektedir. Bu aşamada gıdada sıcaklık gradyeni gözlemlenmemektedir. Ekmeğin en soğuk bölümünün geometrik merkezin hemen altında olduğu ve su buharının buraya doğru hareket ettiği belirlenmiştir.

Thorvaldsson ve Skjöldebrand [5] tarafından yapılan bu deneysel çalışma; aşağıda değinilen modelleme çalışmasına alt yapı oluşturmakta ve su buharı ile birlikte su difüzyonunun da modellenmesi çalışmalarına veri sağlamaktadır. **Bu çalışma, kütle geçişinin modellenmesi aşamasında tez çalışmasına da ışık tutmuştur.**

Thorvaldsson ve Janestad [6] tarafından yayınlanan çalışma eş zamanlı ısı, su ve su buharı difüzyonunun modellenmesini içerdiği için diğer çalışmalardan ayrılmaktadır. Bu çalışmada, suyun difüzyonu, buharın difüzyonundan ayrılmıştır. Isı ve kütle geçişi birlikte ele alınarak model denklemleri oluşturulmuş, sonlu fark yöntemi yardımıyla çözüm yapılmıştır. Doğrulama çalışmalarında 12x12x12 cm³ boyutlu Francala, geleneksel bir fırında, 210°C fırın içi sıcaklığında kurutulmuştur. Araştırmacılar, literatürde yer alan çoğu difüzyon simülasyon modellerinin, suyu ve su buharını birbirinden ayırmadığını, yüzeyden olan kütle kaybı oranına göre bir difüzyon katsayısının belirlendiğini söylemişler; çalışmadaki modelde ise, konsantrasyon gradyeninin sadece yüzeyin kurumada değil, aynı zamanda su buharının gıdanın merkezine doğru difüzyonunda da göz önünde bulundurulduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda, poroz gıdalarda sadece yüzeyden dışarı buhar çıkışı olmadığını, eş zamanlı olarak, buhar basıncı farkından dolayı, gıdanın içine doğrudan bir buhar difüzyonu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Matematiksel modelin oluşturulması sırasında şu kabuller yapılmıştır: (i) Ekmek dilimleri ince olduğundan, ısı ve kütle geçişi tek boyutlu kabul edilmiştir. (ii) Isı ve kütle geçişi birlikte modellenmiştir. (iii) Sistem lumped (yığın) kabul edilmiştir. (iv) Yüzeyde ışıınım ve doğal taşınım ile ısı geçişi gerçekleştiği kabul edilmiştir. (v) Ekmeğin ısı ve kütle geçişi ile ilgili özellikleri, sıcaklığın ve nem içeriğinin fonksiyonu olarak kabul edilmiştir.

Modelde ısı geçişi, sıvı su geçişi ve su buharı geçişi için toplam üç adet diferansiyel denklem eş zamanlı şekilde çözülmüştür. Üç denklem, doymuş kısmi buhar basıncı ile birbirlerine bağlanmıştır. Fırın içinde gıdaya geçen ısıнын bir kısmı, sıcaklığın artırılması için kullanılırken, bir kısmı ise suyun buharlaşması için harcanmıştır. Hesaplama algoritması şu şekilde tanımlanmıştır:

1. Isı geçişi denkleminde sıcaklık hesaplanır.

2. Su buharı içeriği o sıcaklık için doymuş su buharı kısmi basınç tablosundan bulunur.
3. Su buharı difüzyonu denkleminde difüzyonu hesaplanır.
4. Difüzyon sonrasında yoğuşan su buharı miktarı doymuş su buharı kısmi basınç tablosundan bulunur.
5. Sıvı su difüzyonu miktarı difüzyon denklemine göre hesaplanır.

Isı geçişi modellemesinde, gıda içerisindeki referans bir eleman için oluşturulan enerji dengesi sonucunda, su buharlaşması terimini de içeren denklem elde edilmiştir. Herhangi bir x noktasında ve t anındaki sıcaklık değeri $T(x,t)$ şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{c_p} \lambda \frac{\partial W}{\partial t} \quad (2.6)$$

$$0 < x < x_L / 2, t > 0$$

Denklemden, T, sıcaklık (K), t, zaman (saniye), ρ yoğunluk (kg/m^3), c_p özgül ısı (J/kg K), k ısı iletim katsayısı (W/m K) (orijinal metinde ısı iletim katsayısının gösterimi için λ kullanılmıştır), x uzunluk (m), x_L ekmeğin yüksekliği, λ buharlaşma ısı (J/kg) (orijinal metinde buharlaşma ısının gösterimi için r kullanılmıştır) ve W sıvı su içeriği (kg nem/kg ürün) olarak tanımlanmıştır. Denklemin başlangıç ve sınır şartları 2.7 numaralı denklemde gösterilmiştir:

$$-k \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=0} = h_r (T_r - T_s) + h_c (T_{hava} - T_s) - \lambda \rho_w D_w \left[\frac{\partial W}{\partial x} \right]_{x=0}, \quad (2.7)$$

$$\left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=x_L/2} = 0, T(x,0) = T_0(x), 0 \leq x \leq x_L / 2$$

Burada, T_{hava} , T_s ve T_r sırasıyla havanın, yüzeyin ve ışıma yüzeyinin sıcaklık değerleridir (K). T_0 ekmeğin ilk sıcaklık değeri, D_w sıvı su için difüzyon katsayısı (m^2/s) ve ρ_w suyun yoğunluğu olarak tanımlanmıştır. h eşdeğer ısı geçiş katsayısı ($\text{W/m}^2 \text{ K}$) ise ışıma ve taşınım etkilerini içerecek şekilde, sırasıyla h_r ve h_c olmak üzere ikiye bölünmüştür:

$$h_r = \frac{\sigma (T_r^2 - T_s^2) (T_r - T_s)}{1/\epsilon_p + 1/\epsilon_r - 2 + 1/F_{sp}} \quad (2.8)$$

2.8 numaralı denklemde σ Stefan-Boltzmann katsayısı, ϵ_p ve ϵ_r ise sırasıyla ekmek ve ışıma kaynağı için yayma katsayısı değerleri, F_{sp} ise iki paralel plaka arası (ışıma kaynağı ve ekmek yüzeyi) şekil faktörü olarak tanımlanmıştır:

Su buharı difüzyonu denklemi Fick Kanunu'ndan türetilmiştir. Herhangi bir x noktasında ve t anındaki buhar içeriği $V(x,t)$ şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_v \frac{\partial V}{\partial x} \right), \quad 0 < x < x_L / 2, t > 0 \quad (2.9)$$

(2.9) numaralı denklemin başlangıç ve sınır şartları (2.10) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \left[\frac{\partial V}{\partial x} \right]_{x=0} &= h_v (V(0,t) - V_{hava}), \\ \left[\frac{\partial V}{\partial x} \right]_{x=x_L / 2} &= 0, \\ V(x,0) &= V_0(x), 0 \leq x \leq x_L / 2 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Yukarıdaki denklemde V_{hava} ve V_0 sırasıyla dış ortam havasının (g subuharı/g hava) ve ekmek içindeki başlangıç buhar değeri (g subuharı/g ürün), h_v ise gıda yüzeyinden havaya taşınan su buharı için kütle geçişi katsayısı (l/m) olarak tanımlanmıştır.

Kılcal akışa bağlı sıvı su difüzyonu denklemi, yüzey ve sıvı difüzyonu denklemleri Fick Kanunu'ndan türetilmiştir. Herhangi bir x noktasında ve t anındaki sıvı su ağırlık yüzdesi $W(x,t)$ şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_w \frac{\partial W}{\partial x} \right), \quad 0 < x < x_L / 2, t > 0 \quad (2.11)$$

(2.11) numaralı denklemin başlangıç ve sınır şartları (2.12) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \left[\frac{\partial W}{\partial x} \right]_{x=0} &= h_w (W(0,t) - W_{hava}), \\ \left[\frac{\partial W}{\partial x} \right]_{x=x_L / 2} &= 0, \\ W(x,0) &= W_0(x), 0 \leq x \leq x_L / 2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

(2.12) numaralı denklemde W_0 gıda içindeki başlangıç sıvı su içeriğini (kg su/g ürün), W_{hava} havanın içerdiği sıvı su miktarı ki burada sıfır olarak kabul edilmiştir, h_w ise sıvı su için kütle geçişi katsayısı olarak tanımlanmıştır.

Yukarıda belirtilen denklemlerin çözümü için Implicit Euler sonlu fark denklemleri oluşturulmuş, bu denklemler kısmi su buharı basıncı yardımıyla daha önce belirtilen algoritmaya birleştirilmiş ve MATLAB'da yazılan kod yardımıyla çözüm yapılmıştır.

Deneylerde, yüzeye yakın bölgede su oranının sıcaklık arttıkça azaldığı, merkezle yüzey arasındaki bölgede önce arttığı, sonra azalmaya başladığı gözlenmiştir. Ölçülen sıcaklığın 90°C civarında bir süre sabit kaldığı, daha sonra azalan su miktarı ile sıcaklığın arttığı belirtilmiştir. Ekmeklerin fırına konulduklarında yüzey bölgesinin daha çabuk ısındığını gözlemişlerdir. Sıcaklığın sabit kaldığı bu sırada, merkezdeki su miktarının yavaşça arttığı, su tamamen bittiğinde tüm üründe sıcaklığın arttığı belirtilmiştir. Model ile elde edilen sonuçlarda da, ölçülenlere uygun olarak, yüzeyde su miktarının hızla azaldığı, merkezle yüzey arasında su miktarının önce arttığı, sonra azaldığı görülmüştür. Su miktarı azalırken sıcaklığın sabit kaldığı, su miktarının %10 civarında olduğu noktada sıcaklığın artmaya başladığı gözlenmiştir.

Yüzeydeki sıcaklığın merkeze göre daha hızlı arttığı, böylece yüzeydeki su buharının kısmi basıncının merkezdekine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Bu da su buharının yüzeyden merkeze doğru yayıldığını göstermektedir. Merkezde ise, sıcaklık daha düşük olduğu için su buharı yoğunlaşmaktadır. Yüzeyin altındaki sıvı su da buharlaşmakta ve bu buhar, tüm sıvı buharlaşana kadar yüzeye veya merkeze doğru yayılmaktadır. Böylece kalınlığı yavaşça artan kuru bir bölge oluşmaktadır. İç taraf ise daha soğuk ve kısmi buhar basıncı daha düşük olarak kalmıştır. Bu sebeple yüzeye yakın bölgelerde hem iç, hem dış tarafa doğru buhar difüzyonu gerçekleşmektedir. Yüzeye gelen sıvı su buharlaşmakta ve kalınlığı iç tarafa doğru giderek artan bir buharlaşma alanı oluşturmaktadır. İç tarafa giden buhar ise burada yoğunlaşmakta, böylece iç tarafta yüksek sıvı su gradyeni oluşmaktadır. Bundan sonra, sıvı su, buhardan çok daha yavaş ve buhar difüzyonuna zıt bir şekilde yüzeye doğru yayılmaktadır. Ayrıca, merkez noktasında çok fazla su olduğu halde sıcaklığın 100°C'yi geçtiği gözlenmektedir. Bunun sebebi, difüzyonun buharlaşmaya göre yavaş gerçekleşmesi, kısmi buharlaşma basıncına ulaşıldığında buharlaşmanın durması ve sıcaklığın yükselmesi olarak açıklanmıştır. Simülasyonda ise bu olay ihmal edildiği için daha hafif bir düşüş ve sıcaklık yükselmesi gözlenmektedir.

Su buharı ile birlikte suyun difüzyonunun da sayısal çalışmaya dahil edildiği bu çalışmada tek boyutlu bir inceleme yapılmıştır ve sadece ekmek modellenmiştir. Fırın içi hava sistemi sadece sınır şartı olarak ilişkilendirilmiştir. Bu tez çalışmasında ise, yük ve yükü saran hava beraber modellenmiştir.

Lostie ve arkadaşları [7] tarafından yayınlanan çalışmada fırında kek pişirilmesi deneysel olarak incelenmiş ve pişirmenin periyotları belirlenmiştir. Çalışmalarda pişme esnasında kekin sıcaklık ve nem değişimi takip edilmiştir. Yapılan çalışmada, iki pişirme periyodu olduğu belirlenmiştir. Bunlardan ilki kek içindeki suyun yüzeye

doğru hareket ettiği ve ısıнын yüzeyden merkeze doğru iletiildiği ısınma periyodudur. Bu periyotta ayrıca su buharı difüzyonu da gözlenmiştir. Kabuk oluşumunu içeren ikinci periyotta ise, kabuk oluşumu sebebiyle ısı ve kütle geçişi azalmakta, iletimle ısı geçişi ve su buharı difüzyonu gerçekleşmektedir.

Yine Lostie ve arkadaşları tarafından [8] yayınlanan bir başka çalışma, deneysel olan bir önceki çalışmanın [7] devamı niteliğindedir ve kek pişme sürecinin modellenmesi ile ilgilidir. Çalışmada, literatürde yer alan modelleme çalışmalarına ek olarak taşınım ile ısı akısı, buharın yoğunlaşma ısı akısı, iç bölgedeki gaz fazına ait taşınım ile ısı akısı ve gıdanın kabarması da dikkate alınmıştır. Modelde, gıdanın termofiziksel ve reolojik özellikleri sıcaklığa, su miktarına bağlı olarak parametrik olarak ele alınmıştır. Modelden elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Modelin kekin zamana bağlı sıcaklık değişimini iyi bir şekilde ifade ettiğ i ancak kabarma işleminde deneysel sonuçların uzağında kaldığı ve reolojik modelin geliştirilmesi gerektiğ i, tek boyutlu olarak kekin pişmesinin modellendiğ i bu çalışmada yer alan bilgilerin, iki ve üç boyutlu modellemede de kullanılabileceğ i belirtilmektedir.

Kayacier ve Singh [9] tarafından yayınlanan modelleme çalışmasında tortilla cipslerinde oluşan nem geçişinin açıklanması için Fick yasası ve ampirik bir model kullanılmıştır. Gıdanın ortalama nem difüzivitesi deney sırasında alınan nem içeriğ i datasının nonlinear regresyonu ile hesaplanmıştır. Pişirme sıcaklığı ve efektif difüzivite arasında Arrhenius tipi bir ilişki olduğ u varsayılmıştır.

Deneysel çalışmalarda dört farklı sıcaklıkta pişirme yapılmıştır.

Hem efektif difüzyon modeli, hem de ampirik modeli ile deney sonuçlarına yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Shilton ve arkadaşları [10] tarafından yayınlanan çalışmada uzak kızılötesi radyasyona maruz kalan bifteklerde ısı geçişinin ve kütle kaybının modellenmesi incelenmiştir.

Uzun dalga boylarında ışı nım yayan ısı tıcıya sahip bir fırında pişirilen biftek tek boyutlu olarak modellenmiştir ve bu model sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür.

Biftekler uzun dalga boyunda ışı ma yapan katalitik plaka tipi ısı tıcılara sahip bir kavitede pişirilmiştir. Bifteğ in zamana bağlı kütle kaybı bir terazi yardımıyla ölçülmüştür. Modelleme aşamasında biftek homojen ve izotropik olarak kabul

edilmiş, biftekler tek yüzeyden ısıtıldığı için sonsuz levha olarak ele alınmıştır. Böylece ısı ve kütle geçişi bir boyutlu olarak modellenmiştir.

Farklı yağ içeriklerine sahip bifteklerin fiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Bu sebeple sıcaklığa bağlı ısı iletim katsayısı ve yoğunluk ifadeleri literatürden alınmıştır. Yüksek yağ içeriğine sahip bifteklerde, ısı geçişinin sadece iletimle değil, içeride gerçekleşen taşınım ile da olduğu belirlenmiş ve taşınımı da içeren eşdeğer bir ısı geçiş katsayısı tanımlanmıştır.

Buharlaştırma ile kütle kaybının modellenmesi aşamasında, bir boyutlu kütle geçiş denklemi yazılmış, kütle geçiş katsayısının belirlenmesi aşamasında, bifteklerin kurutulması ile benzeşim yapılarak literatürde yer alan bir kütle difüzyon katsayısı denklemi kullanılmıştır.

Model sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırıldığında yüksek yağ oranına sahip bifteklerde taşınım terimini içermeyen modelin deney sonuçları ile çok farklı olduğu görülmektedir. Düşük yağ oranına sahip biftekler için ise taşınım terimi olmayan ısı geçiş denklemlerinin çözülmesi yeterli olmuştur.

Makalede yapılan çalışmada ısı ve kütle geçişi sadece biftekler için tek boyutlu olarak modellenmiştir. Bu tezde ise, gıda ile birlikte kabin havası da üç boyutlu modellenmiştir.

Trujillo ve arkadaşları [11] tarafından yayınlanan makalede, biftek etinde kurutma ve su difüzivitesi çalışılmıştır. 6,6-40,4°C sıcaklık aralığında bulunan biftek etleri içindeki suyun, liflere dik yöndeki difüzivitesi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Poroz bir yapı mikro ve makro boşluklardan oluşur. Bu boşluklara sıvı ve gaz fazdaki su difüze olabilmektedir. Bu fazlarda moleküler difüzyon olabildiği gibi, bunun yanında kapileri hareket, katı yüzeyler içinden sıvı difüzyonu, hava ile dolu boşluklarda buhar difüzyonu, Knudsen akışı, hidrodinamik akış ve yüzey difüzyonu da gerçekleşebilmektedir. Ancak, toplam kurutma süreci esnasında, bunların hiçbirisi birbirine üstünlük sağlayamamaktadır. Bu sebeple; genellikle bu mekanizmaların kombinasyonunu ifade edecek ampirik etkin difüzyon katsayısı kullanılmaktadır. Bu katsayının hesaplanması için kurutma sürecinde matematiksel modeller kullanılmaktadır. Bu modellerde, ısı geçişini, sıcaklığı, sınır şartlarının difüzivitenin sıcaklığa ve neme bağımlılığını, malzemenin çekmesini içeren basitleştirici kabuller yapılmaktadır.

Trujillo ve arkadaşları [11] kurutma verilerinden difüzivitenin belirlenebilmesi için üç matematiksel model kullanmışlardır.

Bu modellerin ilki difüzyonun, hacmin ve sıcaklığın sabit kabul edildiği ve kütle geçişine yüzey direncinin sıfır alındığı modeldir. Bu modelde ayrıca, başlangıçta uniform nem dağılımı ve bir boyutlu difüzyon kabulleri yapılmıştır. Bu basitleştirmeler ile Fick kanunu sonsuz levha için yeniden yazılmıştır.

İkinci model, taşınım sınır şartının kullanıldığı modeldir. Bu modelde; buharlaşma sebebiyle oluşan sıcaklık değişimi de göz önünde bulundurulmaktadır. Bir önceki modelde yer alan başlangıçta uniform nem dağılımı ve bir boyutlu difüzyon kabulleri bu modelde de geçerlidir. Biftek içindeki difüzyon, yüzeyde taşınım ile buharlaşma sınır şartı ile dengelenmektedir. Burada yüzeydeki nem konsantrasyonunun belirlenmesi için bu tez çalışmasına benzer olarak yüzey su aktivitesi ve suyun buhar basıncı kullanılmakta ve buharlaşma enerjisi de dikkate alınmaktadır. Suyun buharlaşması, etin yüzey sıcaklığını düşürmekte, biftek içinde iletilen ve havaya taşınım ile kaybedilen ısı buharlaşma gizli ısıyla dengelenmektedir. Ancak, biftek yüzeyinin hızla kuruması ve kuru termometre sıcaklığına ulaşması sebebiyle iletile ısı geçişi ihmal edilmiştir. Taşınım ile ısı geçiş katsayısı ve difüzyon katsayısı Arrhenius tipi sıcaklık fonksiyonları ile hesaplanmaktadır.

Üçüncü model ise numunenin kurutma esnasında çekmesini de göz önünde bulundurmaktadır. Çekme katsayısı deney sonuçlarından çıkarılmıştır. Çekmenin modellenmesi için sonlu hacim metodu kullanılmıştır.

Çalışmada, bu üç matematiksel model ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Her üç modelde elde edilen difüzyon katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi incelendiğinde, ortalama biftek kalınlığını kullanan birinci ve ikinci modellerde difüzyon katsayısının biftek kalınlığı giderek azalan üçüncü modele göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Isı ve kütle geçişinin modellenmesi ile ilgili yukarıda verilen çalışmalarda, tüm yönetici denklemler, çeşitli sayısal yöntemler ile çözülmekte ve sadece gıda/yük çözüme dahil edilmektedir. Hem gıdanın hem de gıdayı çevreleyen havanın çözümlendiği ve bu teze de konu olan KTTF oluşturma ile ilgili çalışmalar aşağıda verilmektedir.

İncelenen çalışmalarda bu fonksiyonun kullanımına ilgili detayların verilmediği görülmüştür. Çalışmalarda ne tip ısı-akış durumları için KTTF kullanımına ihtiyaç duyulduğu ile ilgili bilgi edinilmeye çalışılmıştır. Yapılan araştırmada soğutma kulelerinde [12], poroz medya ve hava arasındaki kütle geçişinde [13] bu fonksiyonların kullanımına rastlanmıştır. KTTF kullanımına rastlanan bir diğer

çalışmada, bir kanaldaki türbülanslı zorlanmış taşınımın modellenmesi konu edilmektedir [14].

Neale ve arkadaşları [13] tarafından yayınlanan çalışmada, bina dış cephelerinde kullanılan poroz malzemeler ve hava arasındaki buhar akışının birleşik modellenmesi çalışılmıştır. Hava ve poroz malzeme arasındaki buhar geçişinin simüle edilmesi için, CFD ve dış bir buhar geçiş kodunu birleştiren model geliştirilmiştir. Malzeme içindeki buhar geçişi, harici olarak hesaplanmış ve belirlenmiş zaman adımlarında CFD ile birleştirilmiştir. İki adet durum simüle edilmiştir.

CFD, katılar ve akışkanlar için ısı geçişini modelleyebilmektedir. Buhar geçişinin modellenmesi ise akışkanlarla sınırlıdır. Bu sebeple, malzeme içindeki buhar geçişi, harici olarak hesaplanmakta ve belirli zaman adımlarında CFD çözümü ile birleştirilmektedir.

Buhar geçişi, ısı geçişi analogisi ile ele alınmaktadır.

$$g = -\delta \frac{\partial p_v}{\partial y} \bigg|_{y=0} = h_m (p_{vs} - p_{vf}) \quad (2.13)$$

Burada, g birim alan için kütle akısı ($\text{kg/m}^2\text{s}$), δ , malzemenin buhar geçirgenliği (s), $(\delta p_v / \delta y)$ y doğrultusundaki buhar basıncı gradyeni (Pa/m), p_{vs} yüzeydeki kısmi buhar basıncı (Pa), p_{vf} akışkan referans buhar basıncı (Pa) ve h_m de taşınım kütle geçiş katsayısıdır (s/m). Kütle geçiş katsayısının deneysel olarak tespit edilmesi zordur.

Çalışmada, taşınım ısı ve kütle geçiş katsayısı hesaplanırken, genel amaçlı CFD kodlarının sınırlarından bahsedilmektedir. FLUENT® yazılımı akışkan içinde buhar geçişini çözse de, katı veya poroz bir yapı içindeki buhar difüzyonunu çözmemektedir. Modeller, eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözülmesi için modifiye edilmelidir.

CFD'nin bir başka sınırı ise, bileşenler için yazılan geçiş denklemlerinin modellenmesi için sınır şartı seçeneğinin az olmasıdır. Bir yüzeyde, hava içindeki su buharı oranı için iki tip sınır şartı mevcuttur:

- i) Sıfır akı şartı: Yüzeyde buhar difüzyon akısı sıfır olarak alınmaktadır.
- ii) Belirli su buharı oranı: Kullanıcı yüzey için sabit bir değer girmekte ve bu değer simülasyon boyunca değişmemektedir veya buhar kütle oranı için KTTF kullanarak bir sınır profili tanımlanabilmektedir.

Her iki sınır şartı da birçok model için pratik olmamaktadır. Tez çalışmasında da bu problemle karşılaşılmış ve detayları 3. bölümde verilmiştir.

Neale ve arkadaşları [13], hava ve poroz malzemeler arasındaki buhar geçişinin modellenebilmesi için, harici bir buhar geçiş modeli ile birleştirilmiş CFD modeli geliştirmişlerdir. Malzemedeki buhar geçişi harici olarak hesaplanmakta ve CFD çözümü ile belirli zaman adımlarında birleştirilmektedir.

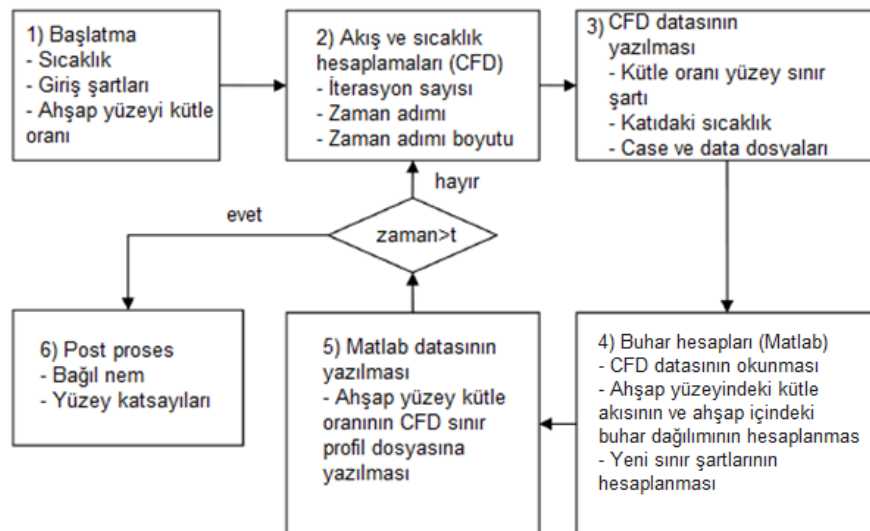
Poroz bir malzeme içindeki buhar difüzyonu modellenirken, buharın depolanması göz önünde bulundurulmalıdır. İki nokta arasındaki buhar geçişi,

$$A \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[-\delta A \frac{\partial p_v}{\partial x} \right] \quad (2.14)$$

denklemi ile ifade edilir. Burada, w buhar derişikliği ($\text{kg}_{\text{buhar}}/\text{m}^3$), δ , buhar geçirgenliği (s), A , buhar akışına dik yüzey alanı, p_v , kısmi buhar basıncı, x de buhar akışı doğrultusudur. $\delta w/\delta t$ gradyeni, malzeme içindeki buharın depolanmasını temsil etmektedir.

Buhar difüzyonu için geçerli denklemler MATLAB 7.0 ticari yazılımı ile çözülmüştür. Oluşturulan programın CFD'ye eklenmesi için FLUENT® yazılımında "journal file" olarak tanımlanmıştır.

Neale ve arkadaşlarının [13] eş zamanlı ısı ve buhar geçiş model çözümü için akış şeması Şekil 2.1'de verilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında oluşturulan eş zamanlı ısı ve kütle geçiş modeline ait akış şeması Bölüm 3'te verilmiştir. Her programda elde edilen data, "data file" kullanılarak birbirine aktarılmaktadır.



Şekil 2.1: Eş zamanlı ısı ve buhar geçiş akış şeması [13].

İlk olarak FLUENT® simülasyonu daha önce belirlenmiş "data" dosyası ile başlatılmıştır. Poroz malzeme ile ilgili değişkenler oluşturulmakta ve kaydedilmektedir.

Daha sonra, yine FLUENT® kullanılarak hava akışı ve sıcaklık çözümlmeleri yapılmaktadır. CFD simülasyonu bitene ve "journal" dosyasındaki bir komutla uygulama kapatılana kadar MATLAB çalışmamaktadır.

İlgili kütle oranı ve sıcaklık profilleri, "data" dosyalarına yazılmaktadır. Burada, FLUENT® uygulaması kapatılmakta, MATLAB'de poroz bölgenin yüzeyinde kütle akışı hesaplanmaktadır. Kütle akışı sınır şartı kullanılarak, belirli bir artık değerine ulaşılan kadar bağıl nem hesabı iteratif olarak yapılmaktadır. Bağıl nem hesabından sonra, yeni kütle oranı sınır şartı belirlenmekte ve poroz malzeme yüzeyinde taşınım kütle geçiş katsayısı hesaplanmaktadır. Hesaplanan değerler, FLUENT® yazılımına girdi olacak bir formattaki profil dosyasına yazılmaktadır.

Eş zamanlı ısı ve kütle geçiş modelleri oluşturulduktan sonra, modelin çeşitli parametrelere olan hassasiyetinin belirlenmesi için iki ayrı sayısal uygulama yapılmıştır. Bunlardan ilki, nemli alçı yatağı üzerindeki akış için yapılan sayısal çalışmadır. İkincisi ise, ahşabın türbülanslı taşınım kurutulması için yapılan sayısal çalışmadır.

İlk çalışmada standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal çalışmalarda, farklı hızlar için laminar ve türbülanslı akış durumları incelenmiştir. Birleştirilmiş modelin hava ve alçı paneller arasındaki taşınım kütle geçiş için kullanılabileceği görülmüştür.

İkinci çalışmada, "realizable $k-\epsilon$ " türbülans modeli kullanılmış ve zaman ayrıklaştırması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, zaman ayrıklaştırmasının buhar taşınım katsayısı üzerinde önemli ölçüde etkili olduğu, ısı taşınım katsayısını ise çok değiştirmedeği görülmüştür. Elde edilen katsayıların literatürde mevcut olan değerlere göre daha düşük olduğu belirtilmiştir.

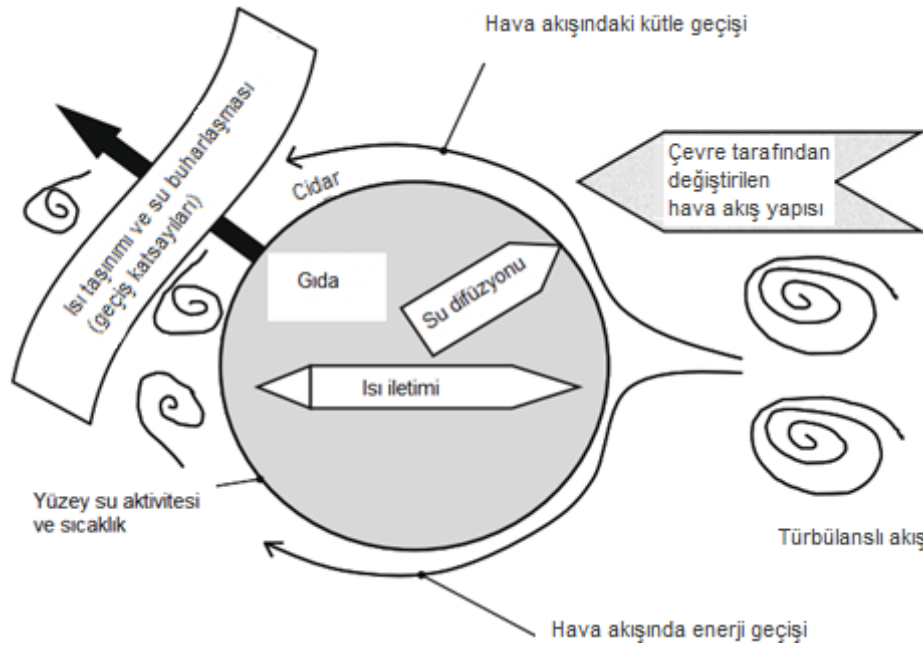
Bu tez çalışması kapsamında, poroz malzemelerde suyun difüzyonunun modellenmesi için yukarıda bahsedildiği gibi harici bir kod oluşturmak yerine, FLUENT® yazılımı için hazırlanan KTTF'ler kullanılmıştır.

Yaptıkları çalışmalarda kullandıkları KTTF kodu ile ilgili bilgi veren Mirade ve arkadaşları [15] tarafından yayınlanan makalede de ısıtmaya, soğutmaya maruz kalan gıdalarda hava ile gerçekleşen ısı ve kütle geçişinin modellenmesi konu edilmiştir.

Yazarlar, CFD kullanarak, hava akışı dağılımının hız, türbülans yoğunluğu, hava sıcaklığı, havanın bağıl nemi gibi özelliklerinin ve gıdanın sıcaklığının, kütle kaybının hesaplanabileceğini ancak bazı faktörlerin CFD kodlarının kapasitesini azalttığını ve doğruluklarını etkilediklerini belirtmişlerdir. Bu faktörler; i) katı içindeki su difüzyonunun modellenememesi ve ii) gıda yüzeylerinin yakınındaki türbülans sınır tabakasının modellenmesidir. Bu tabaka, genellikle duvar fonksiyonları yaklaşımı ile modellenmekte, ancak bu da ısı ve kütle geçiş katsayısı hesaplarında büyük hatalara sebep olmaktadır.

Çalışmada, ısı ve kütle geçiş katsayılarının belirlenmesi ve deneysel korelasyonların birleştirilmesi için ampirik bir CFD modellemesi yapılmıştır. Burada FLUENT analiz programında KTTF yazılarak sayısal çalışmalar yapılmıştır. KTTF'ler, hava akışı ve gıda arasındaki ilişkilerin simülasyonu için kullanılmaktadır. Çalışmada toplam hesaplama süresinin azaltılması için ürün-hava ara yüzeyinde sabit ısı ve kütle geçiş katsayıları kullanılmıştır. Bu katsayılar, ampirik olarak deney sonuçlarından bulunmuştur. Mirade vd [15] 5 adet KTTF kullanmışlardır.

Şekil 2.2'de, birleştirilmiş ısı ve kütle geçişinde ortaya çıkan fiziksel problem gösterilmektedir.



Şekil 2.2: Türbülanslı akışa maruz kalan gıdada gerçekleşen prosesler [15].

Hava akış patikaları "RANS" (Reynolds Avaraged Navier Stokes) denklemleri çözülerek hesaplanmaktadır. Ancak, gıdayı çevreleyen havanın bağıl neminin ve sıcaklığının hesaplanması için ek geçiş denklemi çözülmelidir. Hava sıcaklık alanı klasik enerjinin korunumu eşitliği ile çözülmektedir. Bağıl nem alanının çözülmesi

ise, havadaki su kütle oranı (Y_{su}) için ek olarak, taşınımlı difüzyon geçiş eşitliğinin çözülmesini gerektirmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{su}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} Y_{su}) = -\vec{\nabla} \cdot \vec{J} \quad (2.15)$$

$$\vec{J} = -\left(\rho D_{su} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \cdot \vec{\nabla} Y_{su} \quad (2.16)$$

Burada, t zaman, ρ hava yoğunluğu, v hava hızı, D_{su} havanın su buharı difüzyon katsayısı, μ_t türbülans viskozitesi, Sc_t ise türbülans Schmidt sayısıdır.

Gıda içindeki su difüzyonu Fick kanunu kullanılarak,

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial C}{\partial x} \right) \quad (2.17)$$

denklemleri ile ifade edilmiştir.

Hava-gıda ara yüzünde gerçekleşen su akısı, [11] referansında olduğu gibi buhar basıncı ve yüzeydeki su aktivitesi kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\phi_{su} = k(P_b - a_{su} P_{sat}(T_{duvar})) \quad (2.18)$$

Burada, k su için geçiş katsayısı, P_b gıda yakın çevresindeki su buharının kısmi basıncıdır ve yaklaşık olarak hava sıcaklığının ve havanın bağıl nemi kullanılarak hesaplanmaktadır. P_{sat} doyma buhar basıncı ve a_{su} da gıda yüzeyindeki su aktivitesidir.

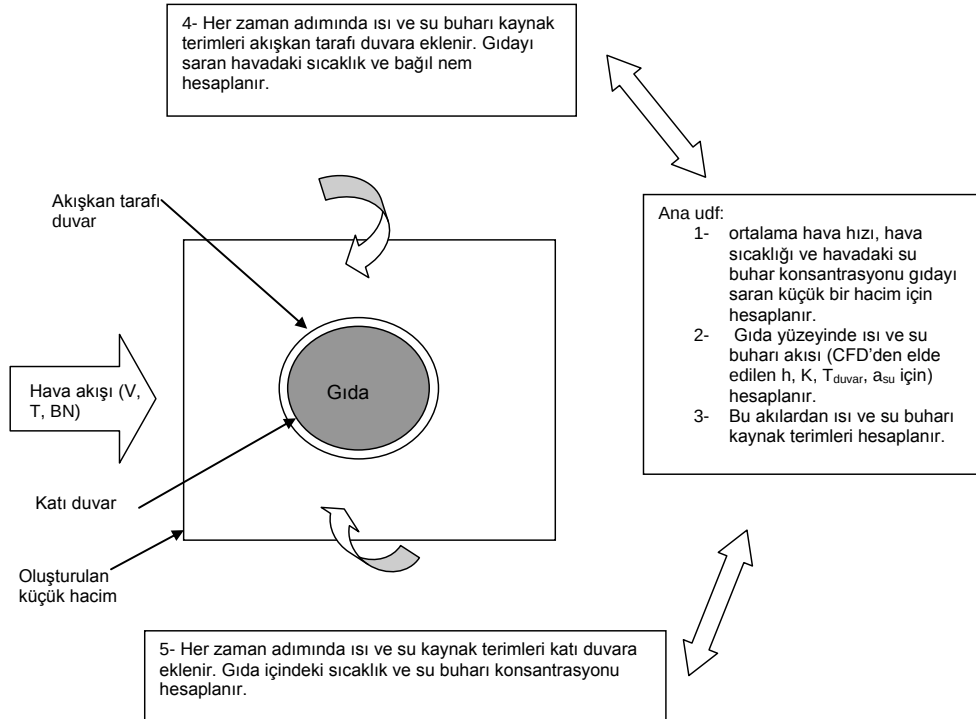
Gıda yüzeyinde enerji dengesi de yazılarak denklemler çözülmüştür. Toplam hesaplama süresinin kısaltılması için sabit ısı ve kütle geçiş katsayıları kabulü yapılmıştır. Bu katsayıların deneysel olarak belirlenebilmesi için, gıda etrafındaki ortalama hava hızı belirlenmelidir. Bunun için de, gıdayı çevreleyen küçük bir hacimde, tüm hava hız değerlerini ortalama olarak hesaplayan bir CFD modeli oluşturulmuştur.

Modelleme çalışmalarında ilk olarak yiyeceği saran küçük bir hava hacmi tanımlanmış ve buradaki ortalama hava hızı hesaplanmıştır. Gıda içindeki su difüzyonunun ve gıda yüzeyindeki buharlaşmanın modellenmesi için birkaç yöntem denenmiştir. Bunlardan ilki, katı yüzeylere “kütlesel debi” tipi sınır şartı verilmesi ve küçük hava hacmi için klasik “bileşen” geçiş denkleminin çözülmesidir. Ancak bu yaklaşım, katı yüzeylere su akısı ve ek bir hava akısı tanımlanması sonucunda hava akış yapısını değiştirmesi sebebiyle geçersizdir.

İncelenen bir diğer yöntem, suyun buharlaşmasının modellenmesi için, katı yüzeylere kimyasal reaksiyon tanımlanmasıdır. Sayısal sonuçlar, yüzeyde su akısının kontrolünde zorluklar sebebiyle yöntemin kötü bir performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Son olarak, “User Defined Scalar (UDS)” (Kullanıcı Tanımlı Skaler Değişken) geçiş denkleminde dayanan metot denenmiştir. Bu metot, gıda içinde su difüzyonunun ve yüzeyden su buharlaşmasının, akış ve enerji geçişi için kullanılan ağ yapısında çözülmesine olanak vermektedir. Bununla beraber, gıda, bir duvar tarafından çevrelenen hareketsiz akışkan olarak tanımlanmaktadır ve katı halin fiziksel özelliklerine sahiptir. Isı ve kütle geçişinin FLUENT® yazılımında birleşik olarak çözülebilmesi için duvarlar çift taraflı olarak tanımlanmış, ısı geçiş modelinde katı olarak alınmış, su geçiş modelinde ise hareketsiz akışkan olarak alınmıştır.

Şekil 2.3'te birden fazla KTTF'nin kullanıldığı iteratif yapı görülmektedir. Bu tez çalışması kapsamında oluşturulan eş zamanlı ısı ve kütle geçişi modeline ait akış şeması ise Bölüm 3'te verilmiştir.



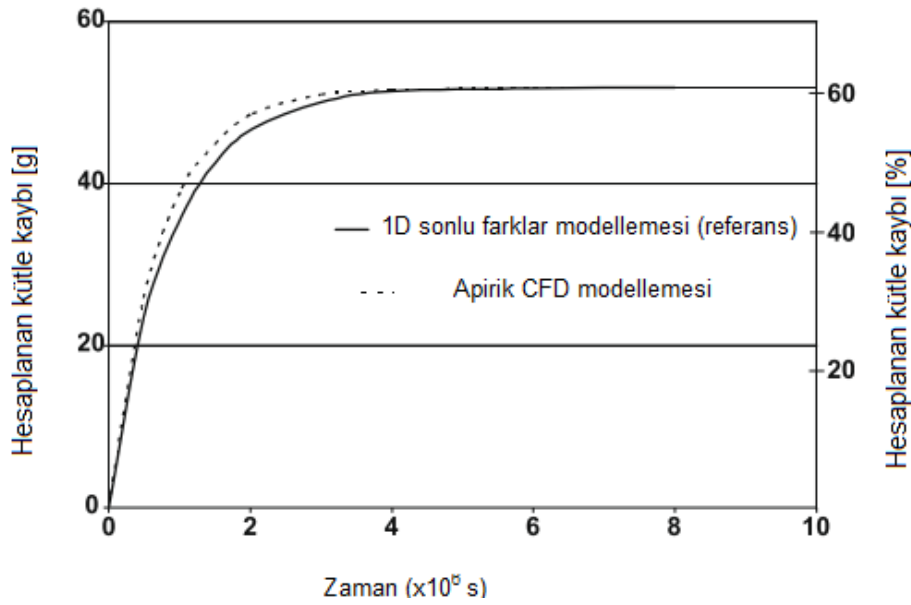
Şekil 2.3: İteratif KTTF çevrimi [15].

Mirade vd. [15] 5 adet KTTF kullanmışlardır (Şekil 2.3). Her zaman adımında, gıdayı saran küçük hava hacminde, ortalama hava hızının, hava sıcaklığının ve havadaki su konsantrasyonunun hesaplandığı ana KTTF, çalıştırılmaktadır. Gıda yüzey sıcaklığı, katı yüzey ile temasta olan ağ yapısı için hesaplanan sıcaklıkların

ortalaması olarak bulunmaktadır. Gıda yüzeyindeki su aktivitesi, su miktarının bir fonksiyonu olarak klasik sorbsiyon izotermi kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu son terim, iç su difüzyonu sebebiyle yüzeye gelen su miktarı ve hava akışı sebebiyle buharlaşan su miktarının farkı alınarak hesaplanmaktadır. Isı ve kütle akılarının kaynak terimlerinin yüzeyin akışkan tarafına, hava sıcaklığı ve hava bağıl nem alanlarının hesaplanması amacıyla eklenmesi için iki ayrı KTTF kullanılmaktadır. Burada, iki adet, taşınım ile kütle difüzyonu denklemi çözülmektedir.

Son iki KTTF’de ise, yüzeyin katı tarafında sıcaklık ve su konsantrasyonunun belirlenmesi için ısı ve kütle geçişi kaynak terimleri hesaplanmaktadır.

Zamana bağılı çözümlenmenin yapıldığı CFD modeli ile elde edilen gıda kütle kaybı değerleri literatürde MATLAB ile yazılmış ve bir boyutlu sonlu farklar yöntemi ile çözülmüş çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 2.4).



Şekil 2.4: CFD modeli-sonlu farklar yöntemi için gıdanın kütle kaybı [15].

Kurutma prosesinin başında, yüzeydeki yüksek buharlaşma sebebiyle yüksek kütle kaybı gerçekleşmektedir. İki eğri karşılaştırıldığında, 4.10^5 ve 4.10^6 saniyeleri arasında bir fark olduğu görülmektedir. Bu az fark, CFD modelinde kullanılan ısı ve kütle geçiş katsayılarının ve su difüzivitesinin yeteri kadar doğru olduğunu göstermektedir.

Mirade vd [15]’nin burada özetlenen çalışmaları, tez çalışmasına konu olan problemin çözümüne en yakın olandır. Ancak bu yöntemde, sayısal çözüm için gıdanın etrafında, ara geçiş bölgesi oluşturulmakta ve çözüm bu bölgede

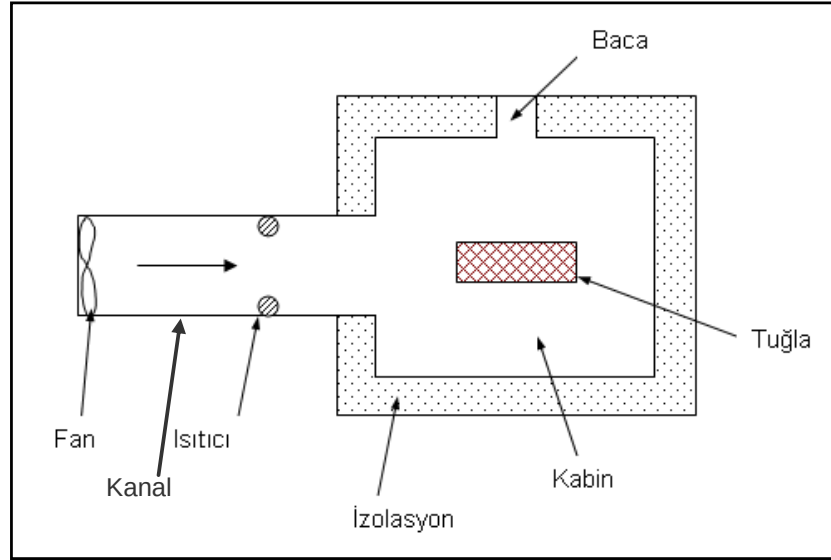
yapılmaktadır. Tez çalışmasında ise, kabindeki yük ve yükü çevreleyen havadaki ısı ve nem geçişi eş zamanlı olarak çözülmektedir.

Bu tez çalışmasında, literatürdekinden farklı olarak, yiyecek hacmi poroz olarak tanımlanmıştır ve oluşturulan KTTF'lerde de buharlaşma poroz yapıda ifade edilmiştir. Modelleme ve KTTF çalışmaları detayları üçüncü bölümde verilmiştir.

3. AÇIK AKIŞLI KABİNDE DENEY ve MODELLEME

3.1 Deney Düzeneği ve Belirsizlik Analizi

Havalandırma sistemine sahip hacim modelinin karmaşık ve sayısal çözüm süresinin uzun sürecektir olması sebebiyle, nem geçişi modelinin oluşturulma süreci bir açık akışlı kabin modeli yardımıyla başlatılmıştır. Böylece; fırın içi kütle geçişinin modellenmesi ve farklı havalandırma parametrelerinin kütle geçişi üzerindeki etkilerinin belirlenmesi çalışmaları açık akışlı kabin modeli üzerindeki deneylerle doğrulanmıştır.



Şekil 3.1: Açık akışlı kabin deney düzeneği.

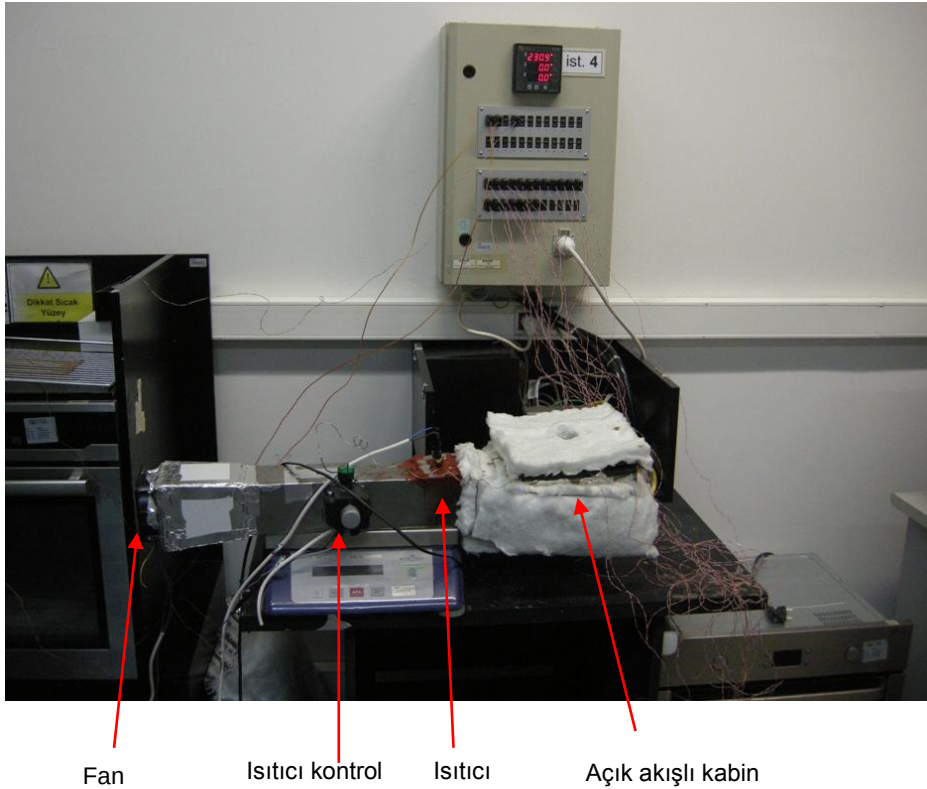
Deney düzeneğinde (Şekil 3.1); etrafı 20 mm kalınlığında cam yünü ile kaplanmış bir kabin bulunmaktadır. Bu kabinin üst yüzeyine 20x20 mm ölçülerinde bir baca açılmıştır. Kabin bir kanala bağlanmıştır ve kabinin sonuna zorlanmış taşınımın sağlanması için eksenel bir fan yerleştirilmiştir.

Deneylerde kullanılan fan [16], yüksek sıcaklık dayanımlı eksenel fandır. Fanın dönüş devri stroboskop ile ölçülmüştür ve 230 V için 2600 d/d değerindedir. Fanın 230 Volt ile beslenmesi sonucunda kanal girişinde elde edilen hız, sıcak tel anemometresi kullanılarak ölçülmüştür. Bu hız, sıcak durumda ortalama 3 m/s'dir.

Kanalın kabine yakın bölgesine ise fan tarafından basılan havayı ısıtacak bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu sayede kabin içine farklı hız ve sıcaklıklarda hava basılabilmektedir. Isıtıcı gücü bir varyak tarafından kontrol edilerek istenen kabin içi sıcaklıkları elde edilmektedir. Kabin içi sıcaklığının 70°C elde edilmesi için ısıtıcıya 360 W güç uygulanmıştır.

Açık akışlı kabin deney düzeneği bir dijital tartı üzerine yerleştirilmiştir.

Deneylerin gerçekleştirildiği deney köşesinin fotoğrafı ve açık akışlı kabin deney düzeneği elemanları Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2: Deney köşesi ve deney düzeneği.

Şekilde görülen açık akışlı kabin düzeneğinde EN50304 [17] enerji tüketim standardında belirtilen standart tuğlanın dörtte biri kullanılmıştır. Kabinin merkezine yerleştirilen tuğla, enerji tüketim deneylerinde olduğu gibi merkez sıcaklığı 5°C olacak şekilde soğuk suda bekletilmektedir (Şekil 3.3). Tuğlanın tamamen suya doymasının sağlanması için tuğla en az 24 saat buzdolabında, su içinde bekletilmektedir.



Şekil 3.3: Tuğlaların soğuk suda bekletilmesi.

Standart olarak bir firmadan alınan tuğlanın özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir [18].

Çizelge 3.1: Tuğla özellikleri.

Kuru Yoğunluk	550 kg/m ³
Toplam porozite	77%
Geçirgenlik	18,5 nPm
Özgül ısı	0,80 kJ/kgK
Isı iletim katsayısı (200°C’ta)	0,09 W/mK

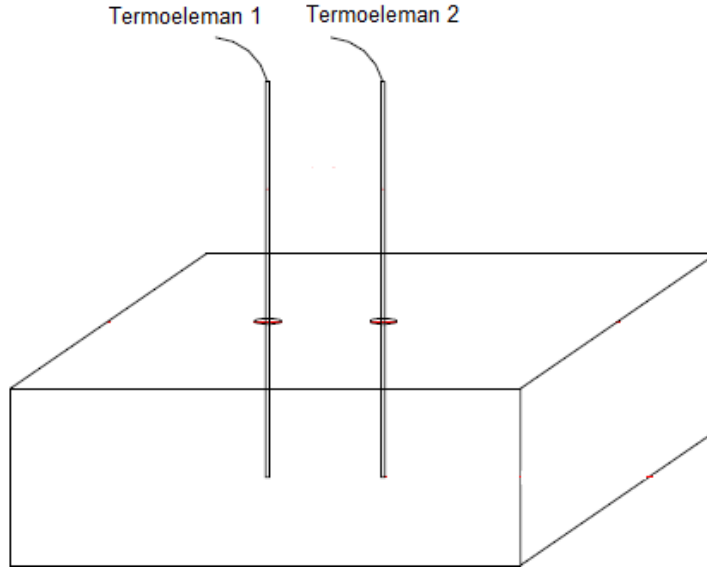
Açık akışlı kabin deney düzeneğinde su emdirilmiş tuğla, kabin içerisindeki sıcaklık istenilen değere ulaştığında kabin merkezine yerleştirilmiştir. Isıtıcı yardımıyla ısıtılan hava kabin içine, tuğla üzerine gönderilmekte ve havanın üst yüzeydeki açıklıktan kabin dışına çıkmaktadır. Deney boyunca J tipi termoelemanlar yardımıyla tuğlanın sıcaklık değişimi ölçülmektedir. Ayrıca deney düzeneğinin üzerine konduğu tartı vasıtasıyla da deney boyunca tuğladaki kütle değişimi takip edilmektedir. Kabin içi sıcaklığın ölçülmesi için de kabin havası ölçülecek şekilde kabine termoelemanlar yerleştirilmiştir.

Ölçüm yapılan sistemde, termoelemanların ölçtüğü sıcaklıklar, sistemde bulunan referans bir pirinç bloğun sıcaklığına göre kalibre edilmektedir. Sıcaklık, güç, voltaj gibi bilgiler datalogger ile kaydedilmektedir.

Deneylerde kullanılan dijital tartının maksimum yük kapasitesi 15 kg'dır.

Yukarıda detaylı olarak anlatılan açık akışlı kabin deney düzeneğinde kabin sıcaklığının 70°C olduğu deney yapılmıştır. Kabin sıcaklığı 70°C'ye ulaştığında tuğla kabin içine konmuş ve ortalama bir pişirme süresini temsil eden süre olan 100 dakika boyunca tuğla ve hava sıcaklıkları ile tuğlanın kütle değişimi ölçülmüştür.

Tuğla yüksekliğinin orta noktasında, geometrik merkezin sağından ve solundan sıcaklık ölçümleri alınmıştır (Şekil 3.4).



Şekil 3.4: Tuğla merkez sıcaklık ölçümü.

Deneyisel çalışmalarda deney yapılırken ne kadar dikkatli olunursa olunsun, deney sonuçlarında hatalar görülebilir. Deneyisel hatalar genel olarak üç grupta toplanır [19]:

- Dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalar
- Sabit veya sistematik hatalar
- Rastgele hatalar

Deneyisel sonuçların hassasiyeti hakkında yöntemsel bir yaklaşım sunan belirsizlik analizi ile olası hatalar için bir aralık belirlenmektedir. İki çeşit belirsizlik analizi yöntemi kullanılmaktadır. Bunlar:

- ANSI/ASME International's PTC 19.1 Test Uncertainty [20]
- ISO "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement" (ISO GUM) [21]

Ölçülecek boyutun R olduğu ve n adet bağımsız değişkeni olan bir ölçmede, toplam hata oranı w_R ;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

veya

$$\frac{w_R}{R} = \left[\left(\frac{w_{x1}}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{w_{x2}}{x_2} \right)^2 + \left(\frac{w_{x3}}{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{w_{xn}}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

formülleri ile hesaplanır. Burada R bağımsız değişkenlerin $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ bir fonksiyonudur. $w_1, w_2, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir.

Tez çalışması kapsamında yapılan sıcaklık ölçümlerdeki hatalar, termoeleman çifti hataları, bağlantı hataları ve veri toplama sisteminden kaynaklanan hatalardır.

- Bağlantıdan gelen belirsizlik $0,2^\circ\text{C}$
- Termoeleman çiftinden gelen belirsizlik $0,4^\circ\text{C}$
- Veri toplama sisteminden gelen belirsizlik $0,1^\circ\text{C}$

Bu durumda belirsizlik;

$$w_R = \sqrt{(\pm 0,2)^2 + (\pm 0,4)^2 + (\pm 0,1)^2} = 0,46^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

olarak hesaplanır.

Deneylerde kullanılan hassas terazinin ölçüm hassasiyeti $0,1$ gram olarak tanımlanmaktadır [22]. Bu durumda, ağırlık ölçümü hatalarına denklem (3.2) uygulanırsa,

$$w_R = \sqrt{(\pm 0,1)^2} = 0,1g \quad (3.4)$$

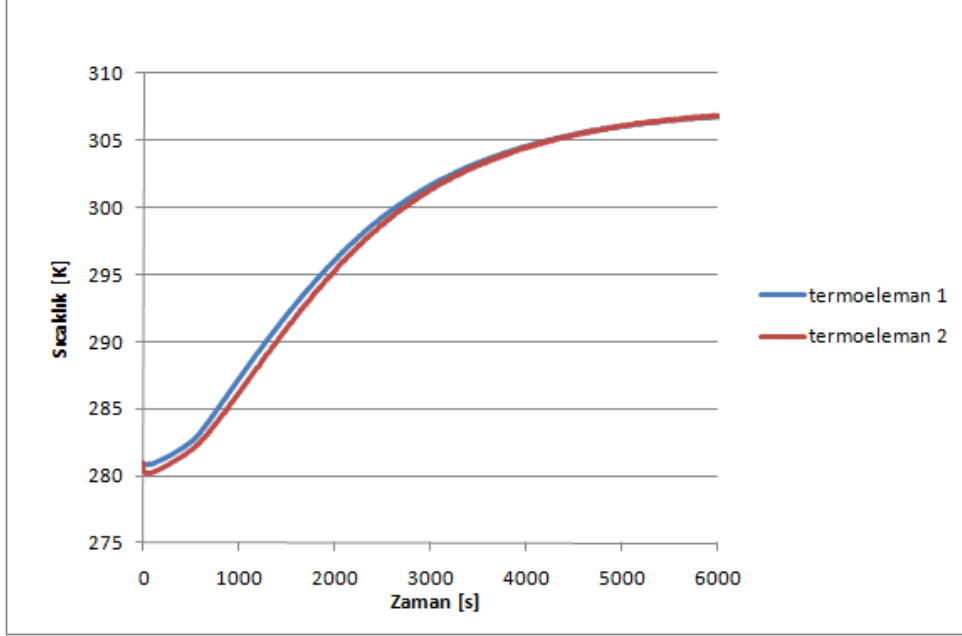
elde edilir.

Hız ölçümlerindeki hatalar ise sıcak tel anemometresinin hatasından oluşmaktadır.

$$w_R = \sqrt{(\pm 0,1)^2} = 0,1m/s \quad (3.5)$$

3.2 Deney Sonuçları

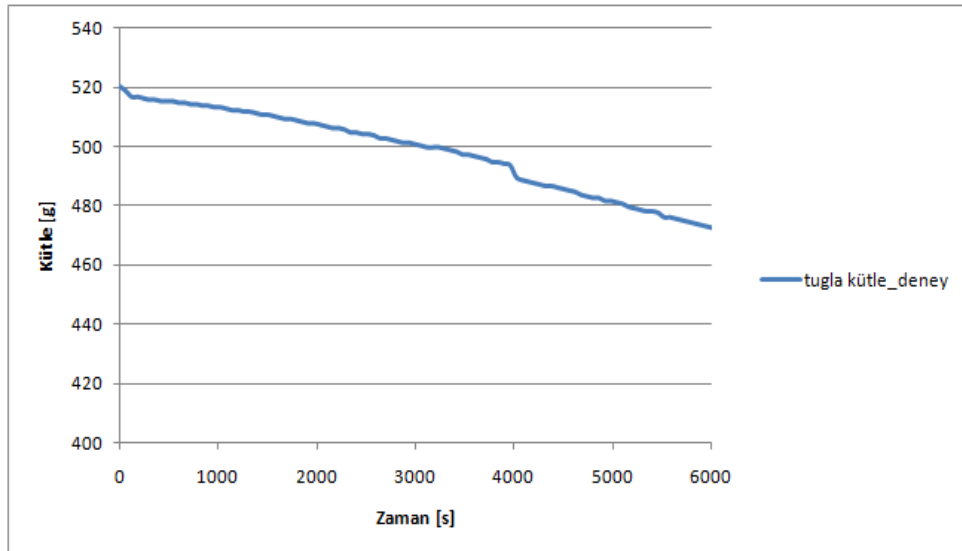
Tuğla geometrik merkezinin sağ ve sol tarafında (Bkz. Şekil 3.4) elde edilen zamana bağlı sıcaklık değişimi Şekil 3.5'te verilmektedir.



Şekil 3.5: Tuğla merkez sıcaklığı.

Tuğla merkez sıcaklığı 281 K'den başlayıp 307 K'e çıkmaktadır.

Tuğlanın kütle değişimi ise Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6: Tuğla kütle değişimi.

Deney süresince tuğlanın yaklaşık olarak 50 gram su kaybettiği görülmektedir.

3.3 Açık Akışlı Kabinde Isı ve Kütle Geçişinin Modellenmesi

Kabin içi hava ve havalandırma sistemi arasındaki ilişkinin kurulmasında, kütle geçişinin modellenmesi gerekmektedir. Ancak; bu modelin, havalandırma sistemine sahip, havanın içinde dolaştığı kapalı bir hacmin karmaşık yapısında iteratif olarak oluşturulması zordur. Bu nedenle, akış, enerji ve kütle geçişi arasındaki ilişkinin teorisinin doğrulanması amacı ile açık akışlı kabin üzerinde bir önceki bölümde anlatılan deneyler yapılmıştır.

Modellemenin temelini, tuğlanın kuruması sırasında, su buharının;

- tuğla içerisindeki üretim hızı,
- tuğla yüzeylerinden kabin ortamına geçişi,
- hava tarafından taşınarak bacadan çıkışı

arasındaki denge oluşturmaktadır.

3.3.1 Yönetici denklemler

İçinde türbülanslı ısı ve kütle taşınımının olduğu bir kontrol hacmi için çözülmesi gereken denklemler aşağıda verilmiştir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.6)$$

Momentum transportu denklemi [23]:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (3.7)$$

Burada $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ türbülans kayma gerilmesidir.

Enerji denklemi:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(-C_p \rho \overline{u'_i T'} \right) + \phi' + S_{ener} \quad (3.8)$$

Kütle geçişi denklemi [24]:

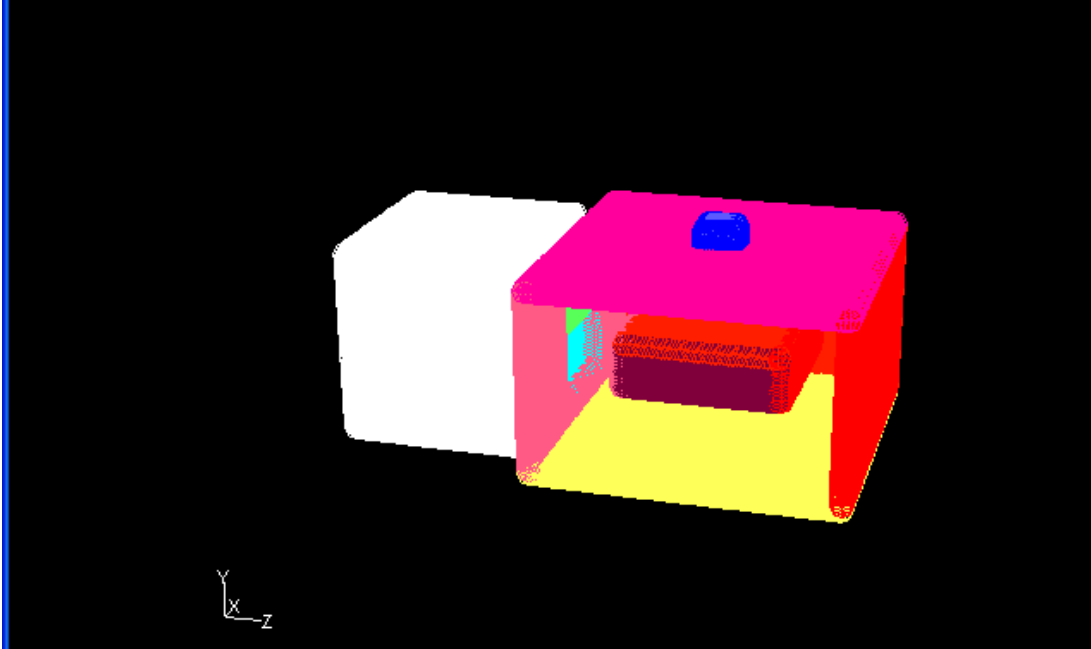
$$\rho \frac{DC}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D_{AB} \frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_i C'} \right) + S_{kütle} \quad (3.9)$$

Burada, $S_{k\ddot{u}tle}$:kaynak terimini ifade etmektedir.

FLUENT® ticari yazılımında yukarıdaki denklemler çözülmekle birlikte kütle geçişinde gerçekleşen buharlaşmayı ifade eden kaynak terimi kütle geçiş denkleminde yer almamaktadır. Bu kaynak teriminin denkleme KTTF'ler ile dahil edilmesi gerekmektedir. Oluşturulan KTTF'ler ile ilgili ayrıntılar bir sonraki bölümde verilmektedir.

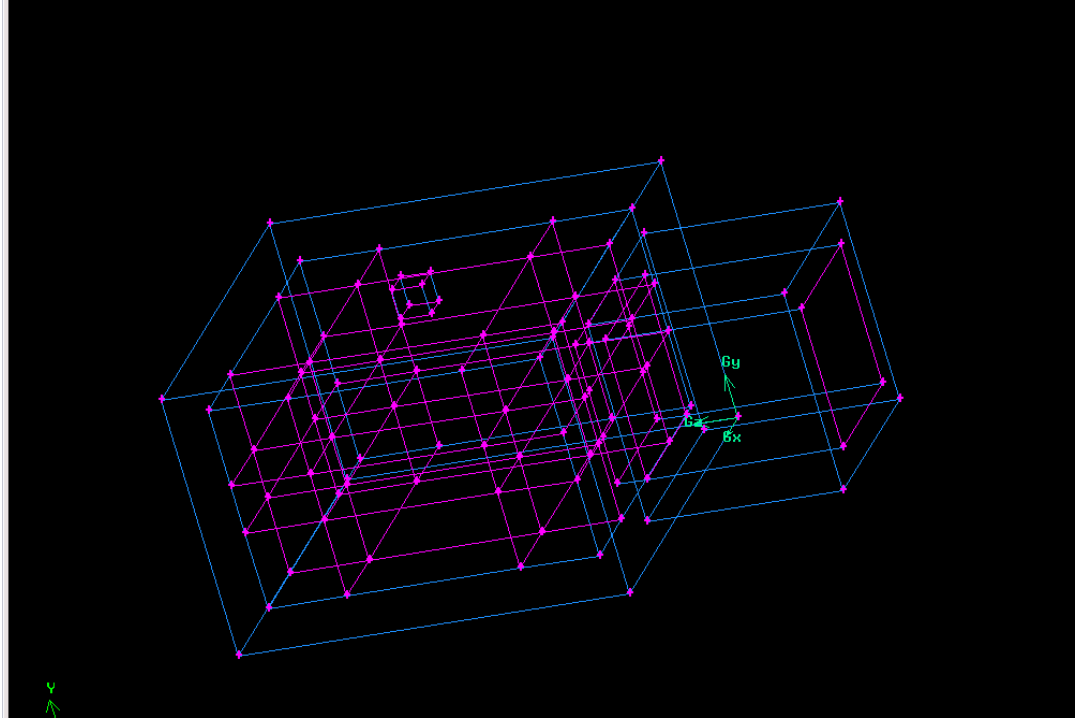
3.3.2 Çözüm alanı

Modelleme çalışmalarında deneylerde kullanılan kabinin 3D çizimi GAMBIT 2.4.6 yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Oluşturulan açık akışlı kabin modeli, modelde yer alan tuğla ve açık akışlı kabin bacası Şekil 3.7'de verilmiştir.



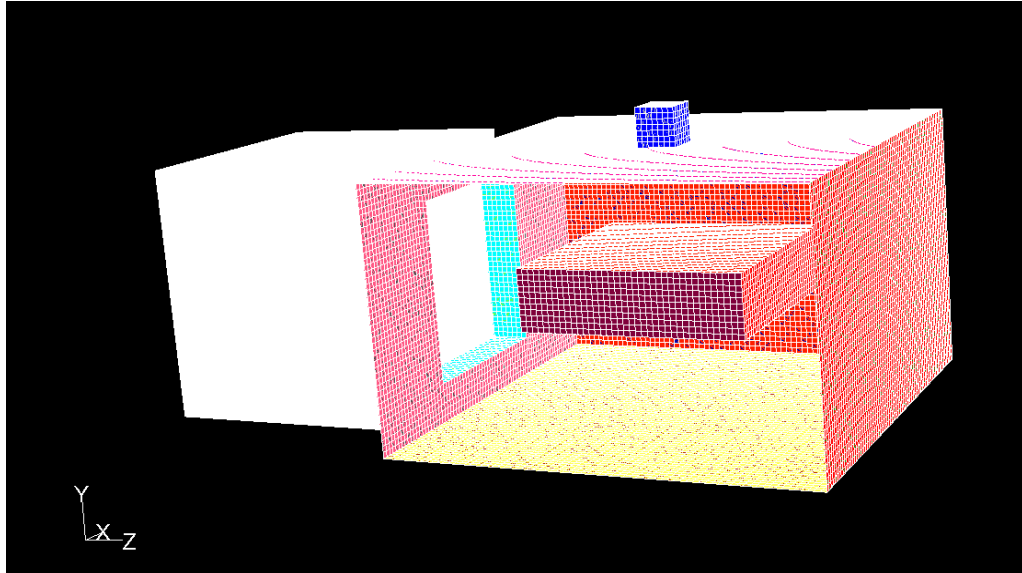
Şekil 3.7: Açık akışlı kabin modeli.

Sayısal çözüm için ağ örülürken, kabin yalıtımı harici tüm hacimler aynı büyüklükte; kanal ve kabini saran yalıtım ise diğerlerine göre daha büyük elemanlarla oluşturulmuştur.



Şekil 3.8: Bölünmüş hacim yapısı.

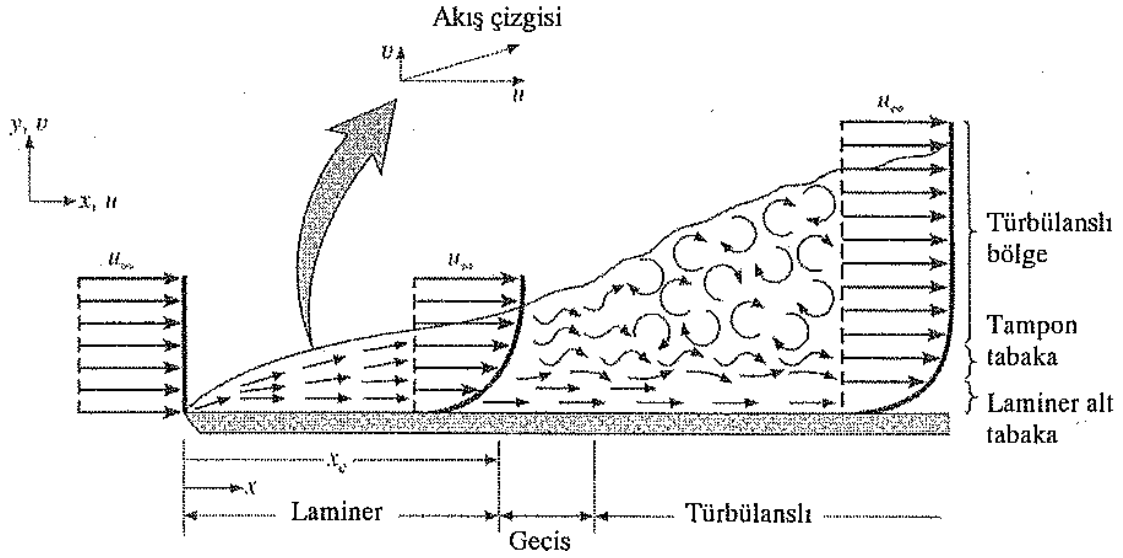
Kabin içi hacim, tuğla yüzeyleri ile ayrılarak, (Şekil 3.8) “hex” elemanlarla, kabin yalıtımı hacmi ise “tet/hybrid” elemanlar ile örülmüştür. “Hex” eleman kullanılan ağ yapılarının bir kısmı “map”, bir kısmı “submap” ve “cooper” özelliğe sahiptir [25]. Ağ yapısı Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9: Açık akışlı kabin modeli ağ yapısı.

3.3.3 Akış modeli ve sınır şartları

Düz bir levha üzerinde paralel akış durumunda sınır tabaka gelişimi [26] Şekil 3.10'da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sınır tabaka başlangıçta laminardır. Akış levha boyunca geliştikçe geçiş bölgesinin ardından sınır tabaka türbülanslı olur. Laminardan türbülanslı akışa geçişin $Re=5 \times 10^5$ değerine karşılık gelen noktada gerçekleştiği kabul edilir.



Şekil 3.10: Levha üzerinde paralel akışta sınır tabaka gelişimi.

Akış için Reynolds sayısı, kavite uzunluğu karakteristik uzunluk alınarak hesaplanmıştır. Kavite uzunluğu 0,23 m, kanal giriş hızı 3 m/s olduğundan

$$Re = \frac{VL}{\nu} \approx 45000 \quad (3.10)$$

bulunmuştur.

Ancak, buradaki problem, serbest akış olmayıp, kapalı bir hacim içerisinde, akış kaynağına çok yakın yerleştirilmiş (Şekil 3.1) bir yük üzerindeki sınır tabakanın incelenmesidir. Bu yükün karakteristik uzunluğu, içine yerleştirildiği hacmin boyutlarından çok farklılık göstermemektedir. Hacim duvarlarının hız gradyanı yaratarak, türbülans üzerinde oluşturduğu artırıcı etki, kritik reynolds sayısının daha düşük alınmasını gerektirmektedir. Dolayısıyla, akış türbülanslı olarak kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak, "Reynolds Avarage Navier Stokes (RANS)" modelleri arasında ileride detaylı olarak diğer modeller ile karşılaştırılacak ve optimum model olarak belirlenecek "Realizable k-ε" modeli kullanılmıştır. RANS denklemleri zamana göre ortalaması alınmış akış denklemleridir.

Kütle geçişinin modellenenebilmesi için, paket programdaki “Species” modeli aktif hale getirilerek, su buharı geçişi modele dahil edilmiştir. Açık akışlı bu kabinde, yüzeyler arasında ışınlama ısı geçişine neden olabilecek bir sıcaklık farkı gözlemlenmediği için, çözüm süresini çok uzatacak olan ışınlama diğer ısı geçiş yollarına göre etkisi ihmal edilmiştir.

Açık akışlı kabinin ve kanalın dış ortam ile etkileşimde bulunan tüm yüzeylerine doğal taşınım sınır şartı verilmiştir [26]. Dış ortam sıcaklığı deney sonuçlarından 300 K olarak verilmiştir.

Kanal girişindeki kesite “velocity inlet” sınır şartı verilmiştir. Burada, deneylerde ölçülen 3 m/s’lik hız sınır şartı ile yine deneylerde ölçülen giriş sıcaklığı sınır şartı verilmiştir. Türbülans sınır şartı olarak verilen hidrolik çap, kanal giriş boyutları kullanılarak hesaplanmıştır. Kanal girişindeki havanın özgül nemi, miktarı ortam havasındaki nem miktarına eşit olarak sabit alınmıştır. Bu değer, laboratuvar ortamında ölçülen 23°C ve %40 bağıl nem değeri için psikrometrik tablodan elde edilen 10 g/kgkuru havadır [27].

Kabin ve kanalın yalıtım malzemesi ile ortak duvarlarının sıcaklıkları için “coupled” sınır şartı verilmiştir. “Coupled” sınır şartı, modelde farklı hacimlerin birleştiği bölgeler için geçerlidir. Bu tip bir sınır şartı, bölgenin her iki hacme bakan tarafında da çözülecek skaler değişkenler için kullanılmaktadır. Kabin ve kanalın tüm duvarlarında “species” değişkeni için “sıfır kütle akısı” şartı seçilmiştir.

Kabini ve kanalı çevreleyen yalıtım için deneylerde kullanılan iğneli cam yünü özellikleri girilmiştir. Yalıtım duvarları da komşu bulundukları hacim ile “coupled” olarak çözülmektedirler.

Baca akışının simüle edilmesi için baca çıkışına “Pressure outlet” sınır şartı uygulanmıştır. Bacadan çıkan havanın dış ortamda karşılaştığı havanın sıcaklığı, ortam sıcaklığı olan 300 K olarak kabul edilmiştir.

Tuğla dışındaki tüm hacimler ve yüzeyler, başlangıçta, deney başlangıç sıcaklığında; tuğla başlangıç sıcaklığı ise deneyler sırasında, tuğla ilk sıcaklığı olan 281 K alınmıştır. Tuğla nem miktarı ise bu sıcaklıktaki doymuş havadaki su buharı değeri olarak 5,5 g/kgkuru hava özgül neme karşılık gelecek şekilde girilmiştir.

Sayısal çalışma sonucunda elde edilecek sıcaklık ve nem değerlerinin deney sonuçlarıyla birebir karşılaştırılabilmesi için zamana bağlı çözüm yapılmıştır. Zaman adımı 1 saniye, bir zaman adımında yapılacak maksimum iterasyon sayısı ise 20 olarak alınmıştır.

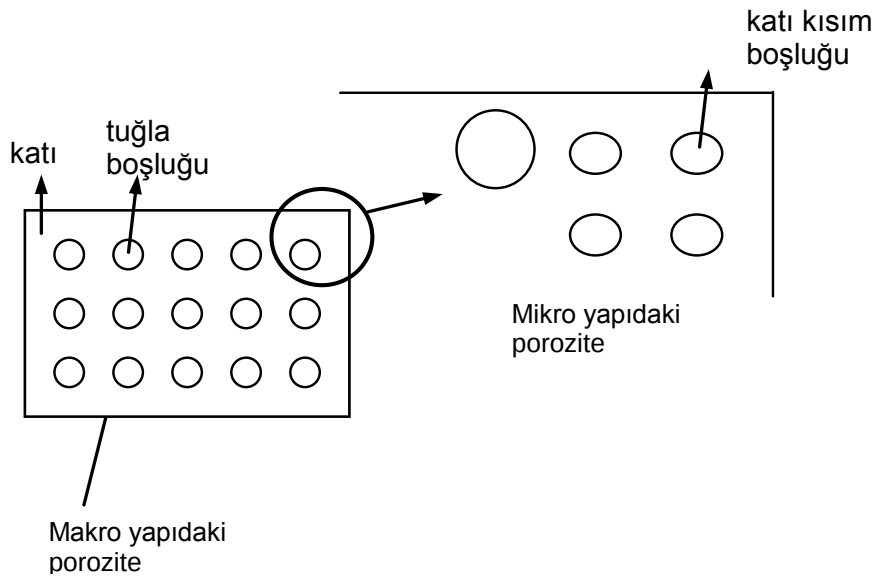
3.3.4 Poroz yapı için sınır şartları

Tuğla için sınır şartları girilirken tuğlanın poroz yapısı dikkate alınmalıdır. Poroz yapılar modellenirken yönetici denklemlere bir momentum kaynak terimi eklenmektedir [28]. Kaynak terimi, viskoz kayıp terimi ve atalet kayıp terimi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Bu momentum kaynak terimi, poroz hücrede akışkan hızı ile orantılı bir basınç düşümüne sebep olmaktadır.

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v_i - + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2\right) \quad (3.11)$$

Burada S_i kaynak terimi, α geçirgenlik, C_2 ise atalet direnç faktörüdür. Poroz yapıların analizi için, viskoz direnç katsayısının ($1/\alpha$) ve atalet direnç teriminin (C_2) belirlenmesi gerekmektedir. Tuğlanın viskoz direnç ve atalet direnç değerleri için literatür araştırması yapılmış ve bulunan değerler sayısal çalışmalarda kullanılmıştır. Bu değerler viskoz direnç için $3,33 \times 10^{11} \text{ m}^{-2}$, atalet direnci ise 50 m^{-1} olarak alınmıştır.

Tuğlanın porozitesi 0,2 olarak alınmıştır. Üretici firmanın verdiği porozite değeri 0,77'dir. Ancak; ticari FLUENT® programında bahsi geçen porozite değeri tuğlanın makro yapısında değil, mikro yapısında, yani tuğlanın katı kısımlarında yer alan boşluk oranını ifade etmektedir (Şekil 3.11). Bu duruma [11] referansında da değinilmektedir.



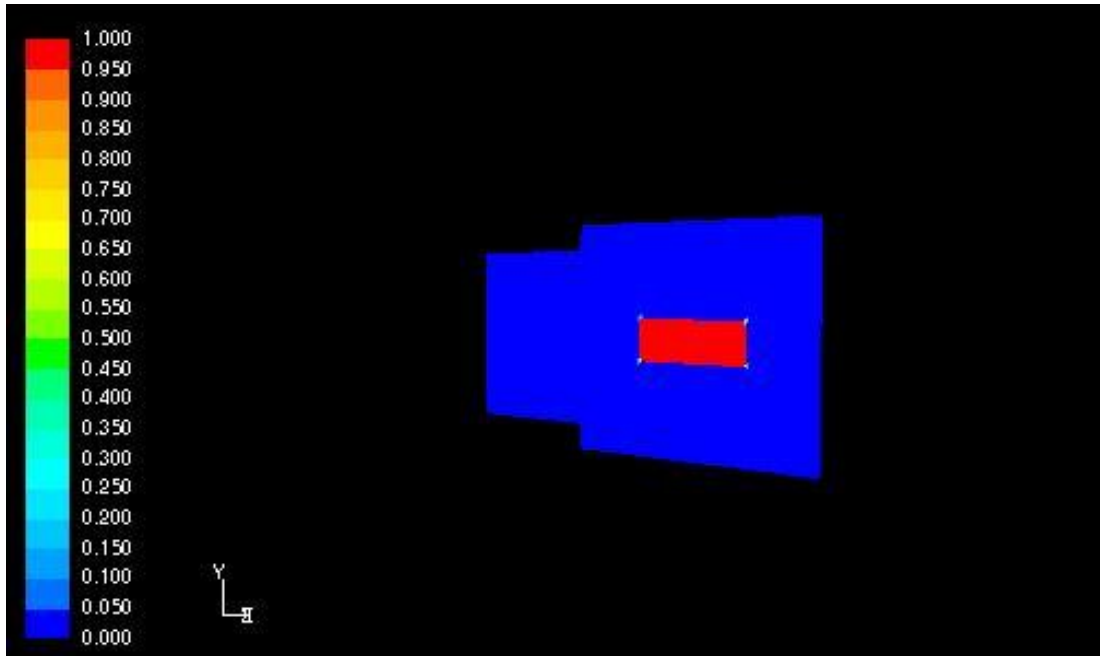
Şekil 3.11: Tuğla makro ve mikro porozitesi.

Tuğla yüzeyleri için sınır şartı, duvar, "poroz jump" ve "interior" olarak seçilerek sayısal çalışmalar yapılmış ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Her durum için elde edilen veriler şöyledir:

Tuğla yüzeylerinin "duvar" olarak seçildiği durumda sıcaklık sınır şartı, tuğlanın komşu olduğu kabin içi havası ile "coupled" olarak alınmaktadır. "Species" sınır şartında ise tuğla yüzeylerine sıfır veya sabit kütle akısı verilmemiş, yüzeylerdeki akı aşağıdaki denklem ile çözülmeye çalışılmıştır. H, tuğla yüzeyi olmak üzere,

$$C_H = \frac{1}{h_m} \left(C_\infty - D_{AB} \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{x=H} \right) \quad (3.12)$$

Burada, D_{AB} difüzivite, C nem içeriği, h_m ise kütle taşınım katsayısıdır. Tuğla yüzeylerinin ve kabin içi havasının ayrı hacimlere ait olması sebebiyle bu sınır şartının yazılması için bir KTTF oluşturulmuştur. (3.12) denklemi ile yüzeylerdeki C_H 'in belirlenmesi tuğla yüzeylerine Dirichlet sınır şartı verilmesi anlamına gelir ki bu durumda tuğla içindeki su buharı dağılımı kaviteden soyutlanmış olmaktadır. FLUENT® programında, "species" sınır şartında, sıcaklık sınır şartında olduğu gibi "coupled" bir çözüm yapılamaması sebebiyle tuğla yüzeyleri ve kabin arasında bir ilişki kurulamamış, yüzeylerden kabin havasına nem geçişi gerçekleştirilememiştir (Şekil 3.12). Bu duruma [13] makalesinde de değinilmiştir.

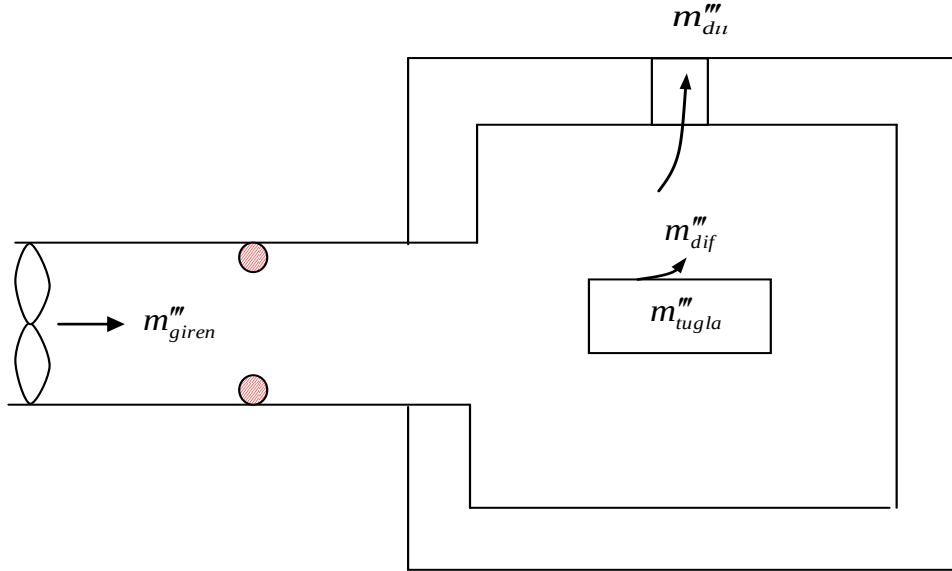


Şekil 3.12: Tuğla yüzeylerinde "duvar" sınır şartı için su buharı konsantrasyonu.

Tuğla ile kabin içi hava arasındaki ilişki kurulamadığı için, tuğla belirli bir sıcaklıkta doymuş hale gelmektedir, kabin içi havaya su buharı difüzyonu gerçekleşmemektedir.

Tuğla yüzeyleri için duvar sınır şartı seçilmesi durumunda yaşanan problemler sebebiyle bu yüzeylere, tuğla-kabin sınırından kütle geçişine izin veren, “interior” ve “porous jump” sınır şartları uygulanmıştır. “Porous jump” sınır şartı, tuğla etrafında tuğla poroz yapısının uzantısı olan bir hacim oluşturması sebebiyle, “interior” sınır şartına benzer bir akış yapısı oluşturacağından, sayısal çalışmalara “interior” sınır şartı ile devam edilmiştir.

Böylece, tuğladaki su buharı üretim hızı, buharın tuğla yüzeylerinden kabin ortamına geçişi ve nemli havanın bacadan çıkışı arasındaki dengenin modellenmesi mümkün olmuştur (Şekil 3.13).



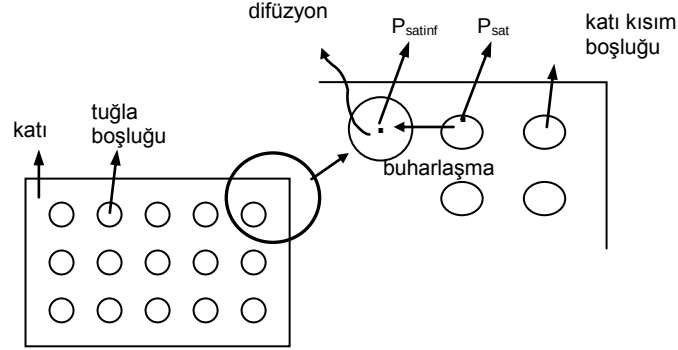
Şekil 3.13: Tuğla-kabin kütle geçişinin şematik gösterimi.

3.3.5 Kütle geçişinin modellenmesi

Su emdirilen tuğlanın içindeki boşluklarda bulunan havanın, doymuş halde olduğu (%100 bağıl nem) kabul edilmiştir Kabin içindeki havanın içerdiği nem daha düşük olduğu için, su buharının tuğla boşluklarından kabin içi havaya difüzyonu aşağıdaki denklemle çözülmektedir:

$$\rho \frac{DC}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D_{AB} \frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho u_i' C' \right) \quad (3.13)$$

Ancak tuğlanın ısınmasıyla birlikte, katı kısımdaki su, buharlaşarak tuğlanın içindeki boşluklara geçip, difüzyonla kabine geçen su buharının yerini almaktadır (Şekil 3.14).



Şekil 3.14: Tuğladaki buharlaşma ve difüzyon.

Modelin ağ yapısında yer alan herhangi bir sayısal hücre için geçerli olan (3.13) numaralı denklemde, kütle difüzyonu çözülmekte; ancak yukarıda anlatılan, tuğla içindeki suyun buharlaşması (denklem (3.9)'daki $S_{k\ddot{u}tle}$) sisteme dahil edilememektedir. Bu da; kabin veya tuğla içindeki su buharı konsantrasyonunun sadece sıcaklığa bağlı olarak değişimini vermekte, buharlaşma etkisinin göz ardı edilmesine sebep olmaktadır.

Tuğla içindeki suyun buharlaşmasının, kabin içindeki su buharı konsantrasyonuna olan etkisinin sisteme dahil edilebilmesi için FLUENT® yazılımı tarafından çözülen kütle geçişi denkleminde (3.9) bir kaynak terimi eklenmiştir.

Bu denklemdeki kaynak teriminin hesaplanması için suyun buharlaşması modellenmelidir.

[13] ve [15] numaralı kaynaklarda farklı şekillerde çözülen, tuğlanın katı kısımlarındaki suyun buharlaşmasının ifade edilebilmesi için ASHRAE [29] el kitabında yer alan ve poroz yapılarda yoğunlaşma ve kurutma durumlarında, yoğunlaşan su buharı ve buharlaşan su miktarının hesabını içeren basit “çiğ noktası” metodu kullanılmıştır. Buna göre, su emdirilmiş bir katı hacmin yüzeyinden havaya kütle akısı;

$$m_b'' = -\Gamma \frac{\Delta P}{\Delta y} \quad (3.14)$$

Burada; m_b'' ; malzeme tabakasından geçen su buharı akısını, Γ ; malzemenin su buharı geçirgenliğini, ΔP ; katı yüzey ve hava arasındaki kısmi buhar basıncı farkını

(Şekil 3.14), Δy ise tabakanın kalınlığını göstermektedir. Geçirgenliğin birimi kg/sm^2 'dir.

Buharlaşan su miktarının tuğla hacminde ifade edilebilmesi için (3.14) denklemi “birim hacimdeki geçirgen yüzey alanı” (surface per unit volume (spv)) faktörü ile çarpılmıştır:

$$m_b''' = -\Gamma \cdot spv \cdot \frac{\Delta P}{\Delta y} \quad (3.15)$$

Tuğla için geçirgenlik değeri $\Gamma=4,6 \text{ ng/smPa}$, “surface per unit volume” değeri ise $spv=8 \times 10^3 \text{ cm}^{-1}$ olarak kabul edilmiştir [30]. Tabaka kalınlığı olan Δy ise tuğlanın karakteristik uzunluğunun ortalama değeri olarak 0,065 m alınmıştır. Bu üç değer kullanılması ile bir katsayı (β_t) oluşturulmuştur.

$$\beta_t = \frac{\Gamma \cdot spv}{\Delta y} \quad (3.16)$$

Oluşturulan bu katsayı bir sabit olarak modüle eklenmekte ve hesaplanan ΔP değeri ile çarpılarak (3.15) denklemi ile birim zamanda birim hacimde buharlaşan su miktarı bulunmaktadır. Son durumda ΔP teriminin de açılmasıyla, (3.15) denklemi KTTF içinde aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir ve birimi $\text{kg/m}^3\text{s}$ 'dir.

$$m_b''' = -\beta_t (P_{sat} - P_{satinf}) \quad (3.17)$$

Burada P_{sat} : tuğla katı kısmındaki boşluk yüzeylerindeki su buharının kısmi basıncı, P_{satinf} ise tuğla boşluklarındaki su buharının o sıcaklıktaki doyma basıncıdır.

Suyun belirli bir sıcaklıktaki doyma basıncı [29];

$$\ln p_{sd} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T \quad (3.18)$$

denklemi ile ifade edilmektedir. Burada;

$$C_1 = -1,0440397 \times 10^4$$

$$C_2 = -1,1294650 \times 10^1$$

$$C_3 = -2,7022355 \times 10^{-2}$$

$$C_4 = 1,2890360 \times 10^{-5}$$

$$C_5 = -2,4780681 \times 10^{-9}$$

$$C_6 = 6,5459673$$

olarak alınmaktadır. Tuğlanın katı yüzeyleri ve boşluklar için doyma basıncı ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

β_t katsayısı hesaplanırken, literatürden bulunan geçirgenlik, spv ve malzeme özelliği olan poroz yapı kalınlığının gerçek durumdan farkının görülebilmesi için farklı β_t katsayısı değerleri için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, β_t katsayısının farklı değerlerinin sayısal çalışma sonuçlarına etkileri belirlenmiştir. Doğru değerin tespit edilmesi için deney sonuçları ile sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır.

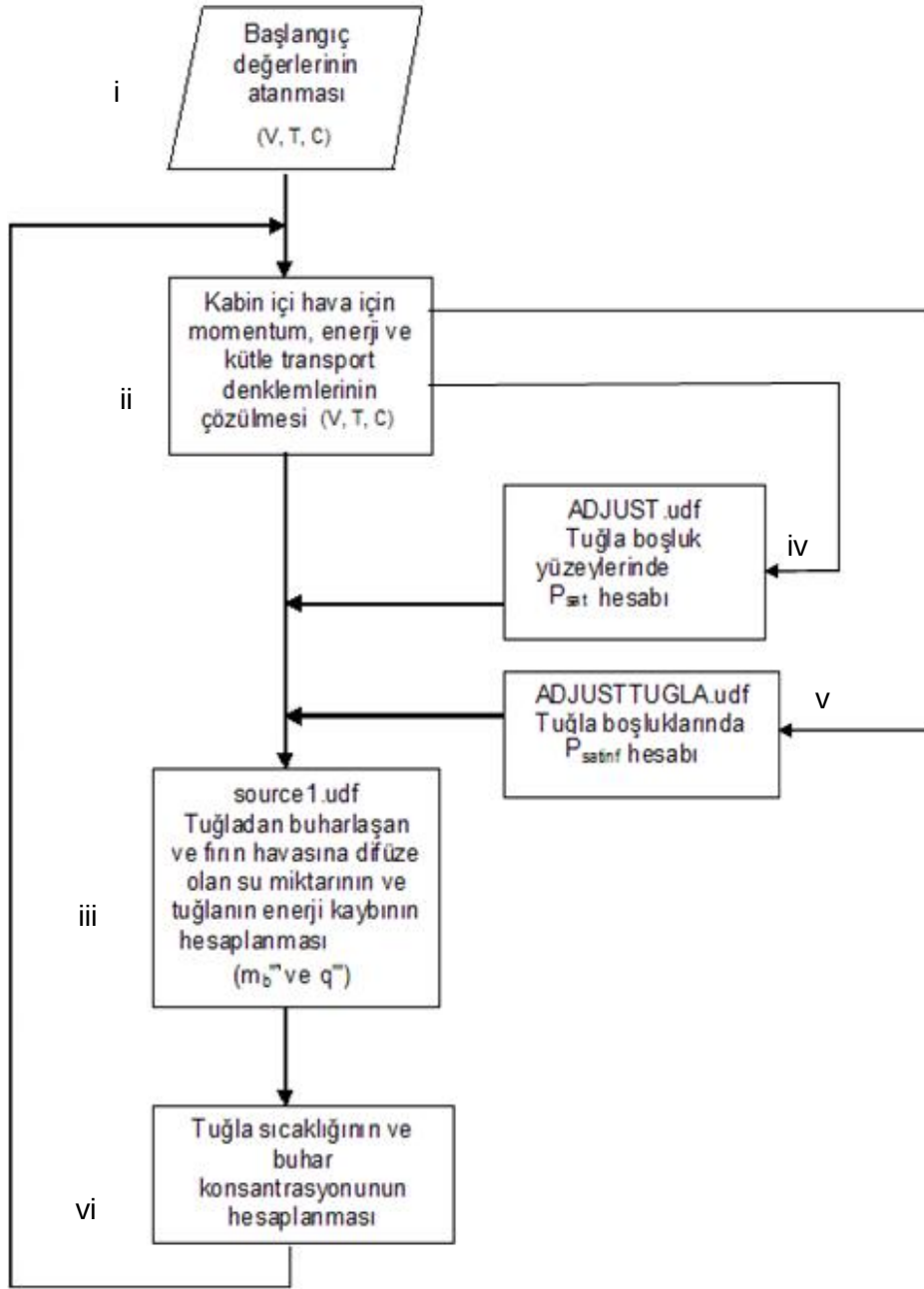
Tuğla içindeki buharlaşan su miktarı hesaplandıktan sonra, suyun buharlaşma enerjisinin tuğla hacmi için (3.8) denkleminde kaynak terimi olarak eklenmesi gerekmektedir. Suyun buharlaşması için gerekli olan enerji tuğladan kayıp terimi olarak “source 1” modülünün içine (Şekil 3.15) “energy_source” isimli alt modül ile eklenmiştir. Belli bir sıcaklıkta suyun buharlaşması için gerekli olan entalpi değeri; “mass_source” alt modülü ile hesaplanan o sıcaklıkta buharlaşan su miktarı ile çarpılarak, buharlaşma için tuğladan çekilen enerji, sayısal düzeltme katsayısı da kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$q''' = \beta * m_b''' * h_{fg} \quad (3.19)$$

Burada β , sayısal düzeltme katsayısını, m_b''' , buharlaşan su miktarını, h_{fg} ise o sıcaklıktaki buharlaşma entalpisini göstermektedir. Denklem (3.19)'daki düzeltme katsayısı β , buharlaşan su miktarının hesaplandığı denklem ve buharlaşma enerjisinin hesaplandığı denklemlerin yakınsama hızları arasındaki farklar sebebiyle kullanılmıştır.

Enerji için hazırlanan “energy_source” alt modülünün içine, literatürden alınan [26] buharlaşma entalpileri kullanılarak, ikinci dereceden entalpi değişimi fonksiyonu tanımlanmıştır.

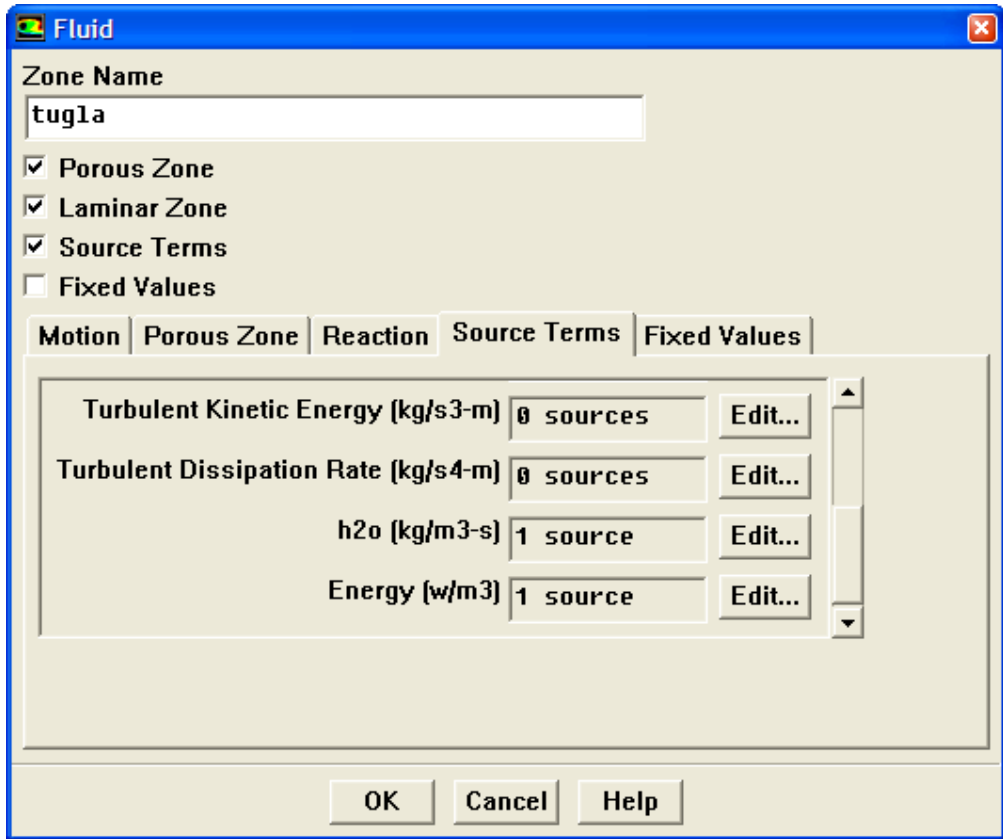
$$h_{fg} = -0,0036 T^2 - 2,035 T + 2495,1 \quad (3.20)$$



Şekil 3.15: Eş zamanlı ısı ve kütle geçişi çözüm akış şeması.

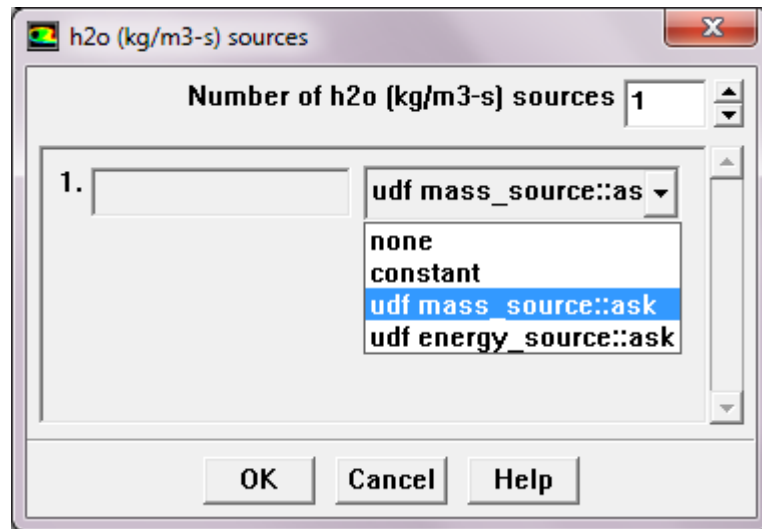
Şekil 3.15'te gösterilen akış şemasında i ve ii adımları FLUENT® yazılımın kaynağı tarafından, iii ve vi adımları KTTF tarafından çözülmektedir. iv ve v adımlarında ise KTTF'ler ve FLUENT® yazılımı ana kaynağı arasındaki ilişki kurulmaktadır.

(3.17) denkleminin FLUENT® yazılımına eklenmesi için C++ dilinde bir kod yazılmıştır. Bu kodun yazılıma eklenmesi için "Sınır Şartları" sekmesinde "kaynak terimleri" kısmında H_2O için kaynak terimi kullanılmaktadır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16: FLUENT® kaynak terimi sekmesi.

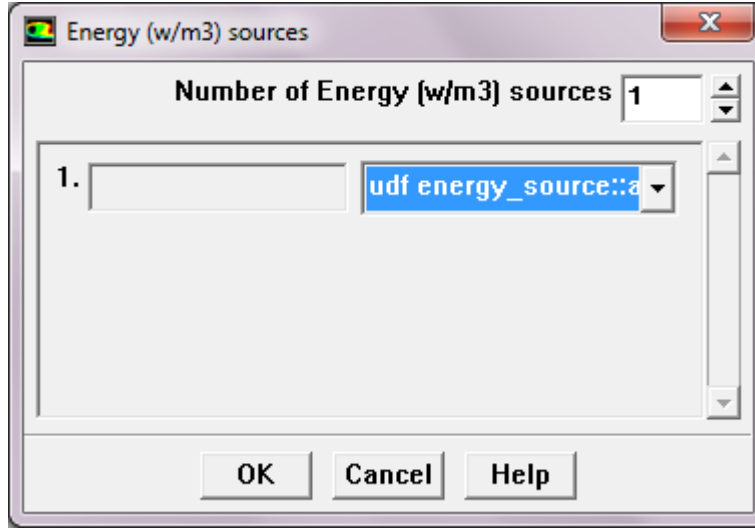
h2o için bir adet kaynak terimi olduğu belirtildikten sonra “Edit” seçeneği ile compile edilmiş hangi C++ kodunun kullanılacağı belirtilmektedir. Tuğladan buharlaşan su miktarının hesaplandığı C++ kaynak modülünün adı Şekil 3.15’te verilen algoritmadaki “source 1” modülü içindeki “mass_source” altmodülüdür (Şekil 3.17).



Şekil 3.17: Buharlaşan su miktarı kaynak kodunun eklenmesi.

(3.19) denkleminin FLUENT® yazılımına eklenmesi için de Şekil 3.16'da görülen ekran kullanılmakta, "Sınır Şartları" sekmesinde "kaynak terimleri" kısmında enerji için de kaynak terimi kullanılmaktadır.

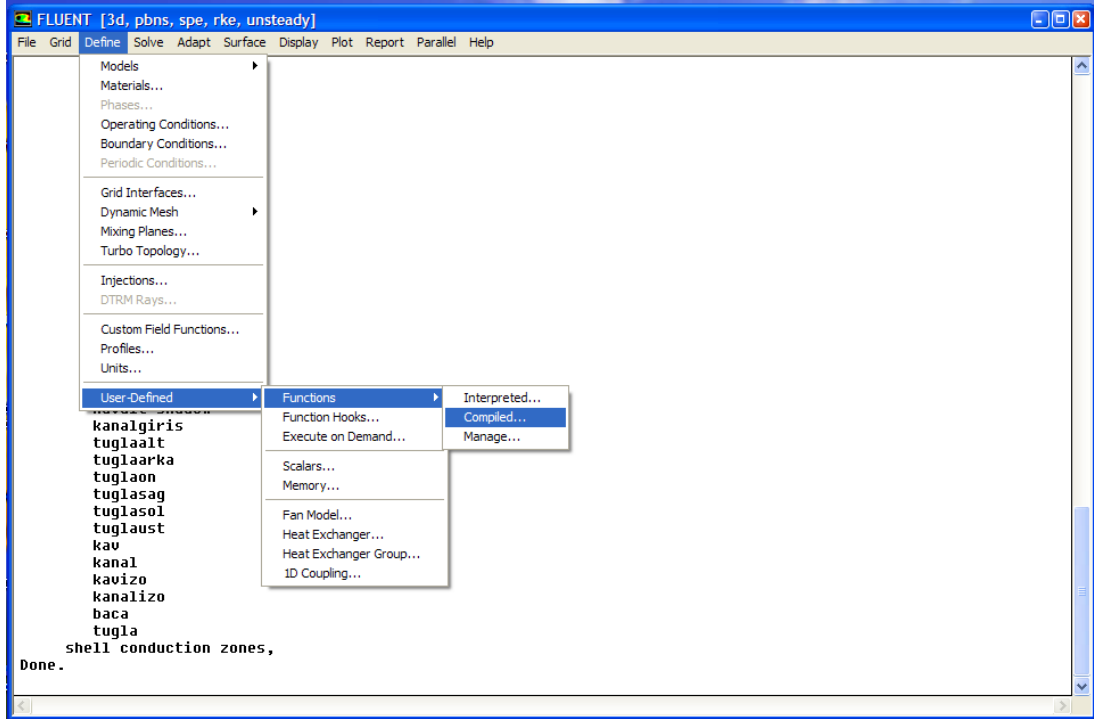
Enerji için bir adet kaynak terimi olduğu belirtildikten sonra "Edit" seçeneği ile compile edilmiş hangi C++ kodunun kullanılacağı belirtilmektedir. Tuğladan buharlaşan su miktarının enerjisinin hesaplandığı Şekil 3.15'te verilen algoritmasının verildiği C++ kaynak kodunun adı "source 1" kodu içindeki "energy_source" kısmıdır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18: Buharlaştan su enerjisi kaynak kodunun eklenmesi.

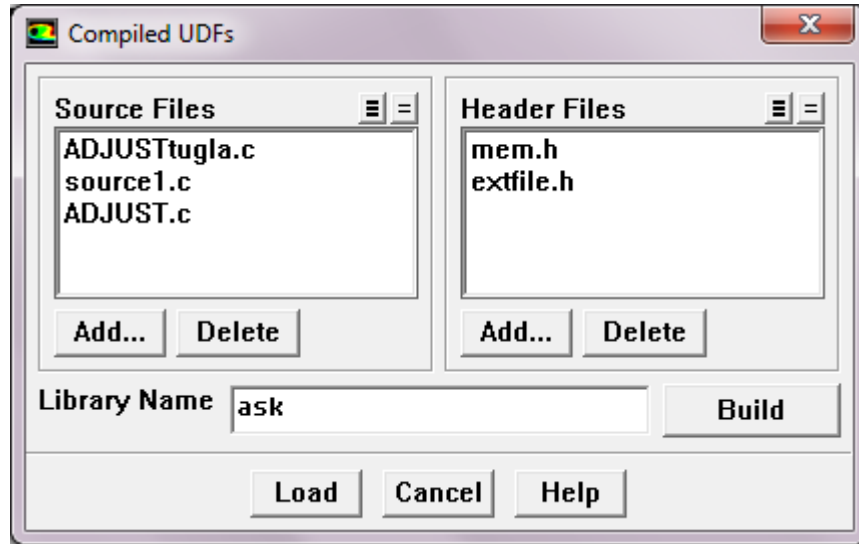
Denklem (3.17)'de yer alan P_{satinf} terimi, tuğla boşluklarında, P_{sat} terimi ise tuğla katı kısmındaki boşluk yüzeylerinde tanımlanmaktadır. Hacim için tanımlanan P_{sat} , "ADJUSTtuğla" kodu kullanılarak hesaplanmakta, yüzey için tanımlanan P_{satinf} ise "ADJUST" kodu kullanılarak hesaplanmaktadır. C++ programlama dilinde hazır fonksiyonların ve kütüphanelerin kullanılması için bulunan başlık (header) dosyaları ile programın kaynak kodu kullanılabilir dosyalara dönüştürülmektedirler. Tez kapsamında kullanılan "extfile" ve "mem" isimli başlık (header) dosyaları ile de "ADJUSTtuğla" (Şekil 3.15'te iv) ve "ADJUST" (Şekil 3.15'te v) modülleri çalıştırıldıktan sonra hesaplanan değerler "source1" kaynak kodunda birleştirilmekte ve tek bir kaynak kodu içinde kullanılabilir hale getirilmektedir.

Oluşturulan KTTF'lerin FLUENT® yazılımına eklenmesi için "compile" edilmesi gerekmektedir. Bunun için yazılımdaki "User Defined" sekmesinden "compile" edilen fonksiyonlar seçeneğine girilmesi gerekmektedir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19: KTTF giriş ekranı.

KTTF giriş ekranından compile seçeneği ile kaynak (source) ve başlık (header) dosyalarının seçildiği ekrana geçilmektedir (Şekil 3.20).



Şekil 3.20: Kaynak ve başlık dosya seçim ekranı.

Oluşturulan KTTF'lerin FLUENT® yazılımına tanıtılmasıyla tuğla için buharlaşma da transport denklemlerine eklenmiş olmaktadır.

Yukarıda detayları verilen ve Bölüm 3.4'te anlatıldığı gibi deneylerle doğrulanan kütle geçişi modelinin, dördüncü Bölümde anlatılan kapalı akışlı kabinde

doğruluğunun araştırılması amacıyla source KTTF'sine kütle taşınım katsayısını hesaplayacak bir kod eklenmiştir.

Tuğla yüzeyinde, su buharı difüzyonu, taşınım ile olan kütle geçişine eşit olacaktır [29]:

$$-D_{AB} \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{y=0} = h_m (C_y - C_\infty) \quad (3.21)$$

Buradan kütle taşınım katsayısı, h_m çekilirse;

$$h_m = \frac{-D_{AB} \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{y=0}}{(C_y - C_\infty)} \quad (3.22)$$

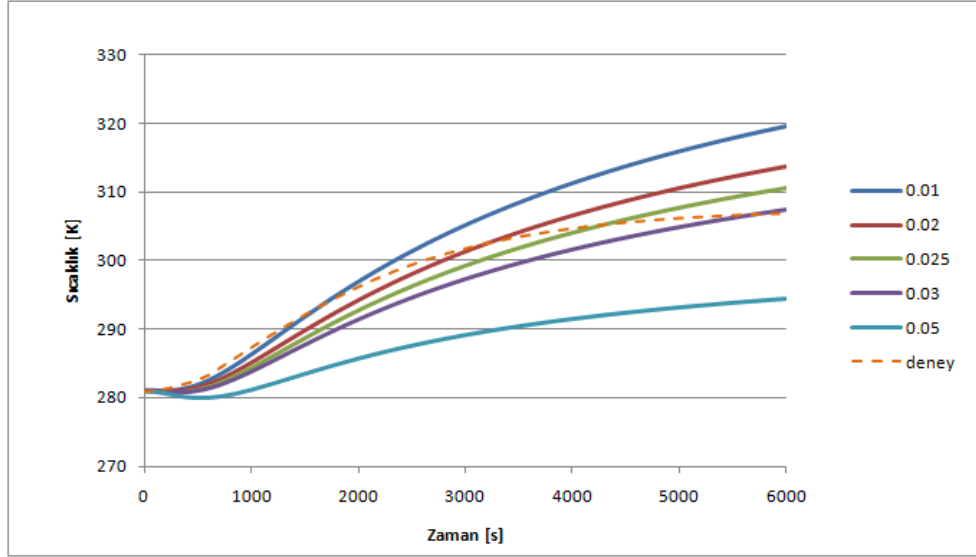
Bölüm 3.3.4'te anlatıldığı gibi tuğla "interior" olarak tanımlandığı için, h_m tuğla yüzeylerinde değil, tüm tuğla hacminde hesaplatılmıştır. Kütle taşınım katsayısı açık ve kapalı akışlı kabin için aynı şekilde hesaplatılıp karşılaştırıldığı için bu yaklaşımın doğru olduğu düşünülmektedir.

3.4 Sonuçlar ve Doğrulama

Sayısal çalışmalar aşmasında, ilk olarak, viskoz direnç, atalet direnci ve (3.17) denkleminde yer alan β_t katsayısının farklı değerlerinin sayısal çalışma sonuçları üzerindeki etkisinin belirlenebilmesi için farklı değerler ile analizler yapılmıştır. Elde edilen tuğla merkez sıcaklığı ve tuğlanın kütle kaybı değerleri deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu aşamada, karşılaştırmalardan şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Tuğladaki buharlaşma formülünde kullanılan β_t katsayısı arttıkça buharlaşan su miktarı arttığı için tuğlanın su kaybı artmakta ve tuğla sıcaklığı düşmektedir.
- Tuğla özelliklerinden viskoz direnç değeri, tuğla sıcaklığı veya kütle kaybı ile tek başına orantılı değildir.
- Viskoz direnç, tuğla içindeki su buharı difüzyonunu etkilediğinden tuğla içindeki su buharı dağılımını değiştirmektedir.

Bunun yanında, buharlaşma sırasında tuğladan olan ısı kaybı hesaplanırken denklem (3.19) ile kullanılan düzeltme katsayısının farklı değerleri için de analizler yapılarak sonuçlar birbirleriyle ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Farklı düzeltme katsayıları ile elde edilen tuğla merkez sıcaklıkları Şekil 3.21'de verilmiştir.



Şekil 3.21: Tuğla merkez sıcaklığının düzeltme katsayısına göre değişimi.

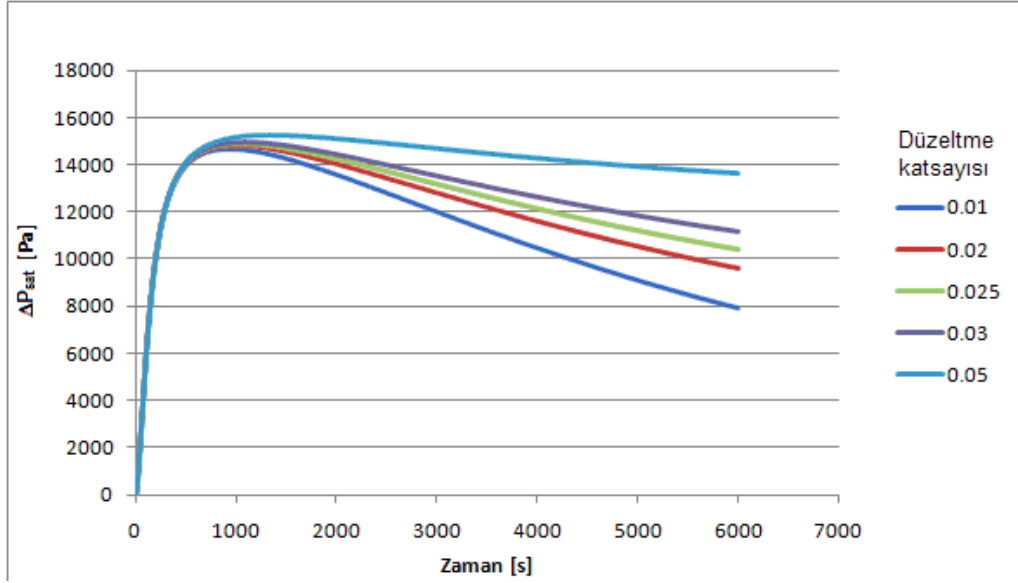
Grafikten de görüldüğü gibi, zamana bağlı değişim karakterine ve 100. dakika sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklığı değerine bakıldığında en uygun düzeltme katsayısı 0,025'tir.

Tuğla merkez sıcaklığı ve toplam kütle kaybı için (3.19) denkleminde kullanılan düzeltme katsayılarının farklı değerleri ile elde edilen sonuçlar Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2: Farklı β değerleri için tuğla sıcaklığı ve kütle kaybı ($t=100$ dak).

Düzeltilme katsayısı β	Tuğla merkez sıcaklığı [K]	Tuğlanın toplam kütle kaybı [g]
0,01	319,52	52,5
0,02	313,61	56,1
0,025	310,51	57,8
0,03	307,35	59,4
0,05	294,43	64,8

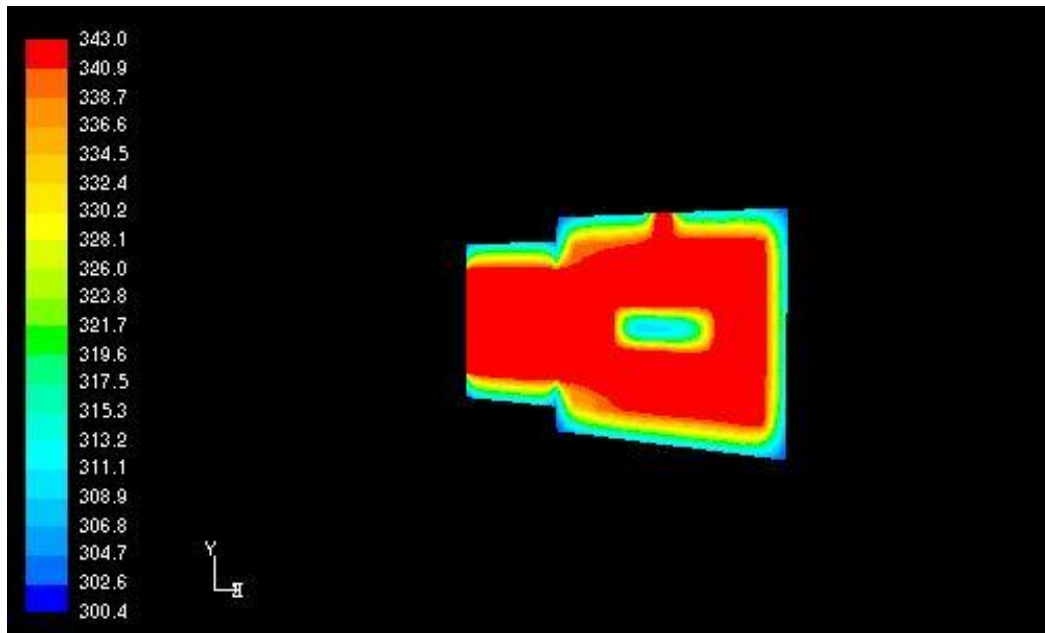
Çizelgeden de görüleceği gibi, düzeltme katsayısı arttıkça tuğla merkez sıcaklığı düşmekte, buna karşılık tuğladan buharlaşan su miktarı artmaktadır. Düzeltme katsayısı arttıkça, tuğladan çekilen enerji de artacağı için (denklem (3.19)), tuğla merkez sıcaklığının azalması beklenen bir sonuçtur. Tuğla sıcaklığı azaldıkça, tuğla yüzeylerinin boşluklarındaki havanın doyma basıncı olan P_{sat} değeri düşmekte, tuğla boşluklarındaki havanın doyma basıncı olan P_{satinf} ise çok az değişmektedir. Böylece, P_{sat} ve P_{satinf} arasındaki farkın mutlak değeri artmaktadır (Şekil 3.22). Bu da tuğladan buharlaşan su miktarını artırmaktadır.



Şekil 3.22: Tuğla ve yüzey boşluklarında doyma basıncı mutlak farkı.

Sayısal çalışma sonuçları ve deneysel sonuçların karşılaştırılması ile final analizde viskoz direnç, atalet direnci, β_t katsayısı ve düzeltme katsayısı β için sırasıyla, $3,33 \times 10^{11} \text{ m}^{-2}$, 50 m^{-1} , $1,15 \times 10^{-7}$ ve 0,025 değerlerinin kullanılmasına karar verilmiştir.

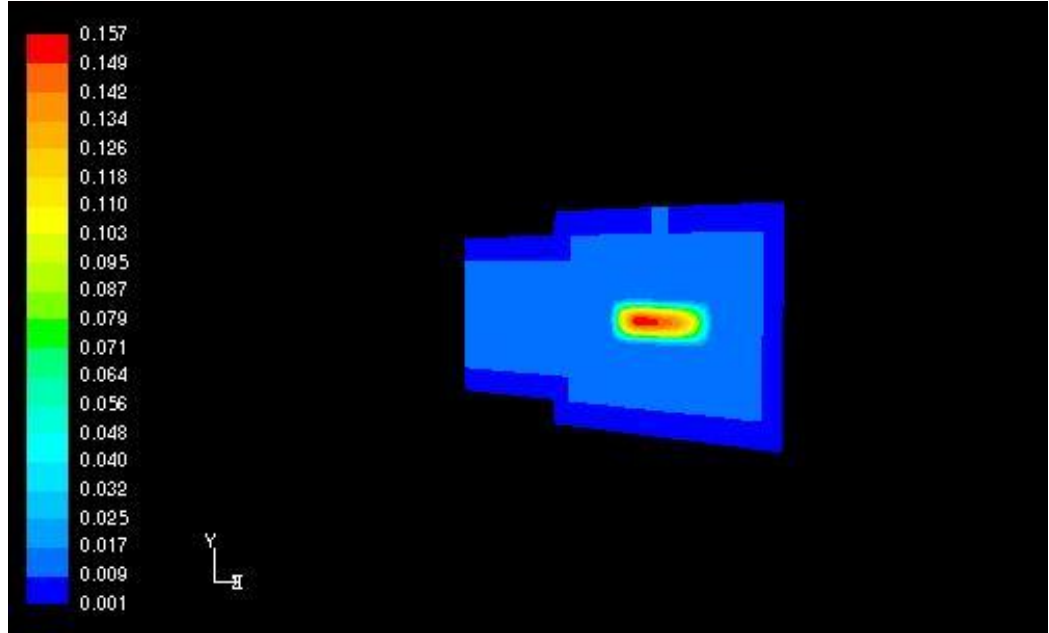
Belirlenen bu değerler ile yapılan sayısal çalışma sonucunda 100 dakika sonunda tuğlanın merkez düzleminde elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 3.23'te görülmektedir.



Şekil 3.23: Tuğla merkez düzleminde sıcaklık dağılımı [K].

Şekilden de görüldüğü gibi kabin sıcaklığı, başlangıç koşullarında verilen 70°C'ye ulaşmıştır. En soğuk bölge, tuğla merkezinde oluşmaktadır ve buradaki en düşük sıcaklık 34°C civarındadır.

Belirlenen değerler ile yapılan sayısal çalışma sonucunda 100 dakika sonunda tuğlanın merkez düzleminde elde edilen su buharı konsantrasyon dağılımı Şekil 3.24'te görülmektedir.



Şekil 3.24: Tuğla merkez düzleminde su buharı konsantrasyon dağılımı.

Su buharı konsantrasyonu dağılımına bakıldığında, tuğla merkezinde su buharı konsantrasyonu en yüksek değere sahiptir ve bu değer 0,158 kg su buharı/kg toplam hava'dır. Tuğla merkezinden yüzeye gidildikçe su buharı konsantrasyonu azalmaktadır, yani tuğla kurumaktadır.

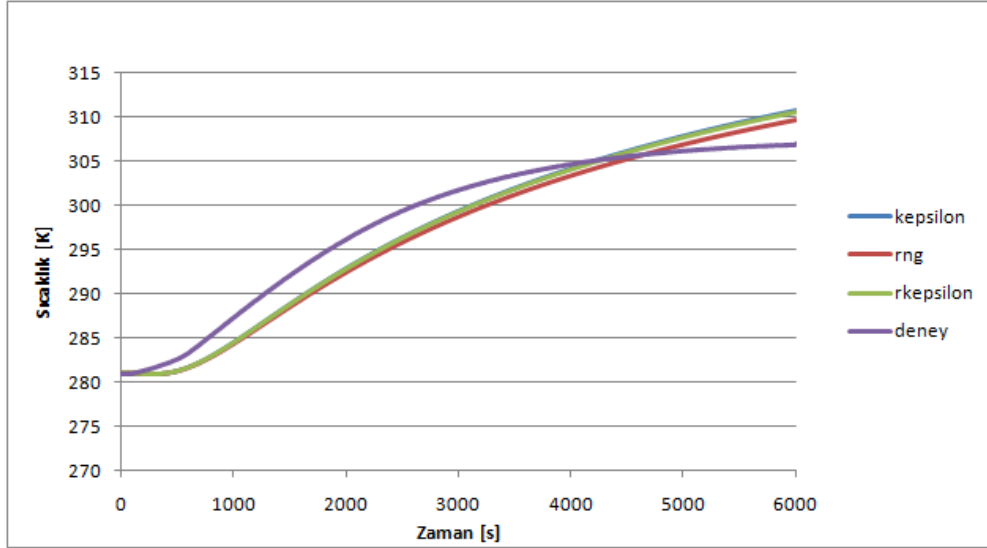
Tuğla merkez sıcaklığı için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları Şekil 3.25'te verilmektedir.



Şekil 3.25: Tuğla merkez sıcaklığının deneysel ve sayısal karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi, sayısal çalışma ve deney sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 3,5 K'dir. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklığı deney verilerine göre daha yüksektir. Bu farkın, buharlaşma modellenirken yapılan kabuller ve literatürden tuğla için alınan katsayıların birebir deney yapılan tuğla özellikleri ile örtüşmemesi sebebiyle olduğu düşünülmektedir.

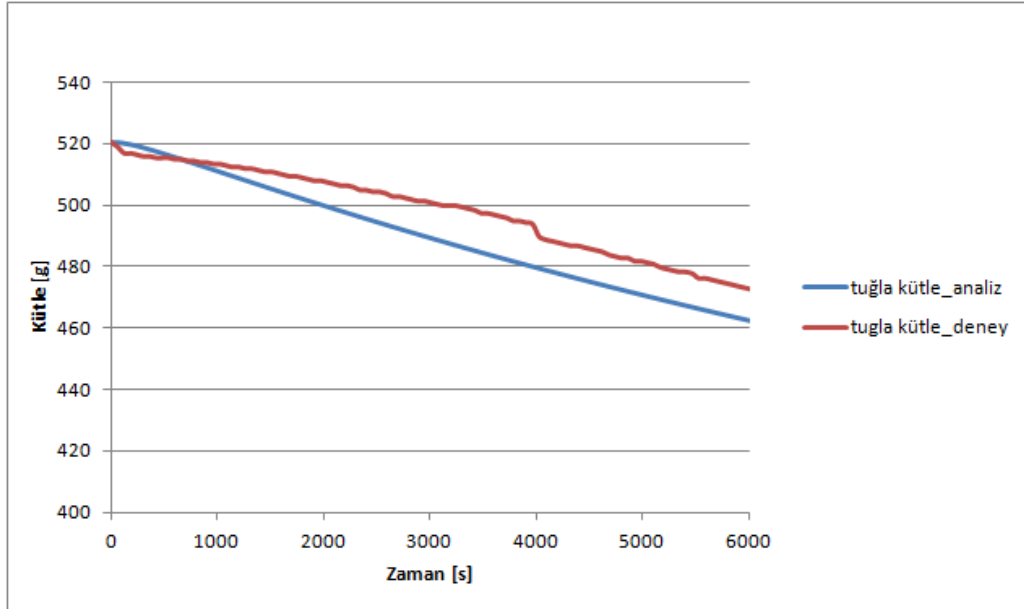
Sayısal çalışmalar kapsamında, türbülans modeli olarak Reynolds Avarage Navier Stokes (RANS) modellerinin karşılaştırması da yapılmıştır. Yukarıda sonuçları verilen "realizable k- ϵ " türbülans modeli ile birlikte standart "k- ϵ " ve "RNG" türbülans modelleri için yukarıda detayları verilen analiz tekrarlanmıştır. Tuğla merkez sıcaklığı için üç türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar, deneylerle karşılaştırmalı olarak Şekil 3.26'da verilmiştir.



Şekil 3.26: Tuğla merkez sıcaklığında türbülans modelleri etkisi.

Grafikten de görüldüğü gibi “RNG” modeli ile elde edilen tuğla merkez sıcaklığı, diğer türbülans modelleri ile elde edilen değerlerden daha düşüktür ve deney sonuçlarına daha yakındır. Ancak, analiz yakınsama zamanının çok uzun olması ve modeller arasındaki farkın kabul edilebilir olması sebebiyle analizlere “realizable k- ϵ ” modeli ile devam edilmiştir.

Tuğla kütle kaybı için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 3.27’de verilmektedir.



Şekil 3.27: Tuğlanın kütle kaybının deneysel ve sayısal karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi, sayısal çalışma sonucunda elde edilen kütle kaybı değeri, deney verilerinden daha yüksektir. Toplam kütle kaybında sayısal çalışma ve deney sonuçları arasındaki fark %16 olarak elde edilmiştir.

Eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözülmesi çalışmaları kapsamında geliştirilen model ile yapılan sayısal çalışmaların sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırıldığında, modelin doğrulandığı görülmektedir. Tuğla merkez sıcaklığı ve kütle kaybı için sayısal çalışma ve deney sonuçları arasındaki fark, kabul edilebilir seviyededir.

4. KAPALI AKIŞLI KABİNDE DENEY ve MODELLEME

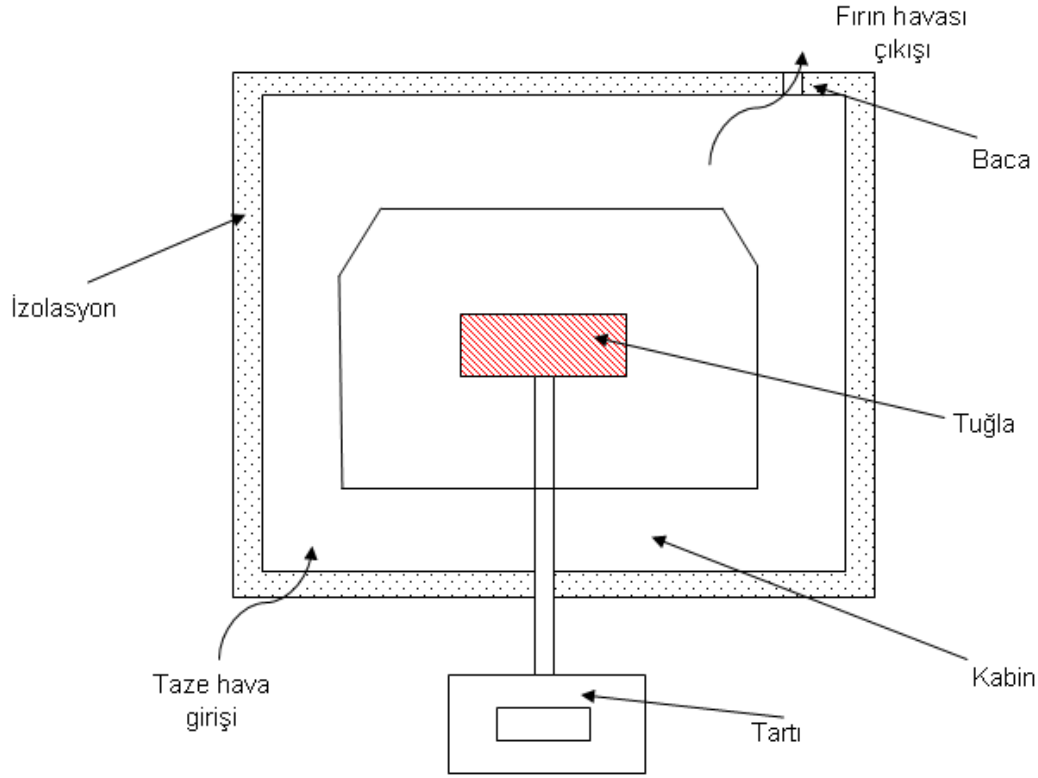
Havalandırma sistemine sahip kapalı akışlı kabin modelinin karmaşık olması sebebiyle, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin doğrulanması açık bir hava akışına sahip olan açık akışlı kabinde çalışılmıştır. Modelleme, sayısal çalışmalar ve elde edilen sonuçlar, önceki bölümlerde detaylı olarak verilmiştir.

Açık akışlı kabin çalışmalarından sonra, içinde nem kaynağı bulunan hacimlerdeki ısı ve kütle hareketlerinin, havalandırma ile ilişkilendirilmesi ve nemli havanın hacim içerisinde dolaştırılarak, havalandırma açıklığından atıldığı uygulamaların modellenmesi çalışmalarına geçilmiştir. Burada, açık akışlı kabin modelinden farklı olarak açık bir akış sistemi değil, kapalı bir akış sisteminin modellenmesi amaçlanmıştır. Böylece, kabin içindeki havanın ısıtılarak sirküle ettirildiği, havalandırma sistemine sahip ve içinde nem kaynağı bulunan "kapalı akışlı kabin modeli" oluşturulmuştur.

Kabin içi ısı ve kütle hareketlerinin havalandırma ile ilişkisinin parametrik olarak ortaya konması amacıyla üç farklı baca çapı belirlenmiştir. Baca çapıyla belirlenen parametrelerden biri de havalandırma fan hızıdır. Oluşturulan deney düzeneğinde, baca çapı değiştiğinde değişen basınç düşümü değeri ile birlikte havalandırma hızı da değiştiğinden, farklı baca çaplarının parametrik inceleme için yeterli olduğu düşünülmüştür.

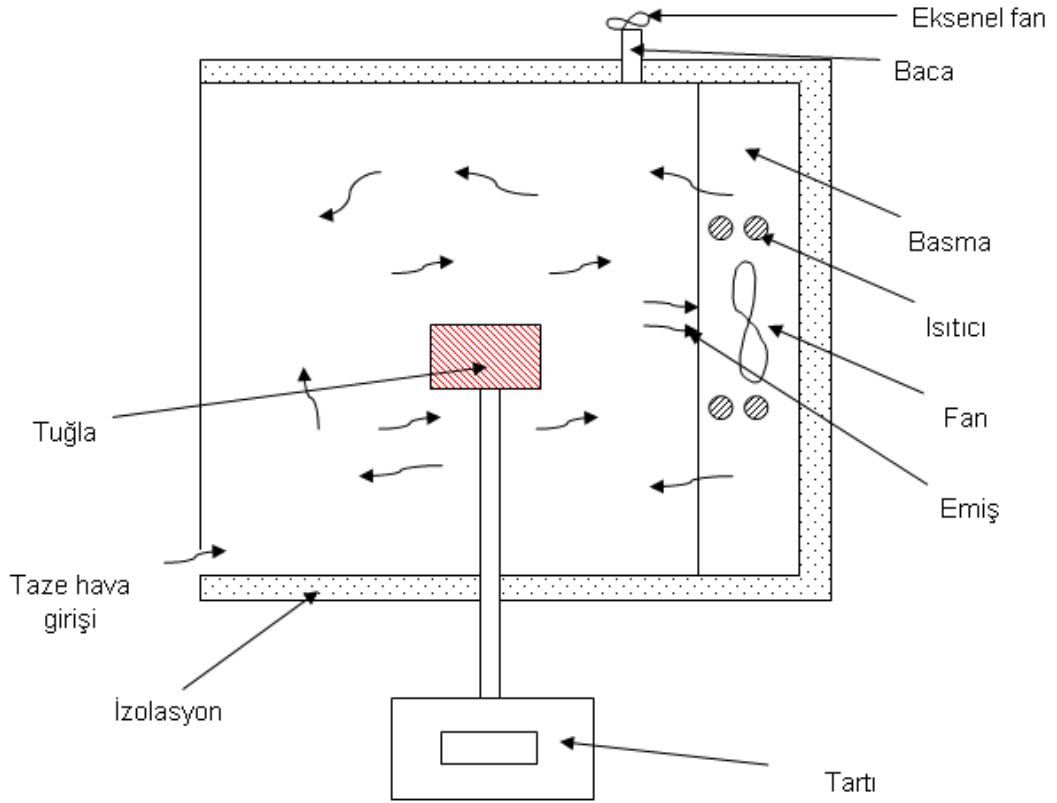
4.1 Deney Düzeneği ve Belirsizlik Analizi

Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği şematik gösterimi_önden görünüş.

Kapalı akışlı kabin deney düzeneği; etrafı 20 mm kalınlığında cam yünü izolasyon ile kaplanmış bir kabine sahiptir. Kapalı akışlı kabinin içinde de, nem kaynağı olarak, 5°C'de su emdirilmiş tuğla yer almaktadır. Deney esnasında tuğlanın zamana bağlı kütle değişiminin izlenmesi amacıyla kapalı akışlı kabinin alt duvarı delinmiştir. Kabin içine konan ızgaranın ayağı bu delikten geçirilerek kabin deney düzeneğinin altına yerleştirilen dijital bir tartının üzerine konmuştur (Şekil 4.1). Tuğlanın bu ızgara üzerine yerleştirilmesiyle, deney boyunca tuğlanın kütle değişimi kaydedilmiştir.

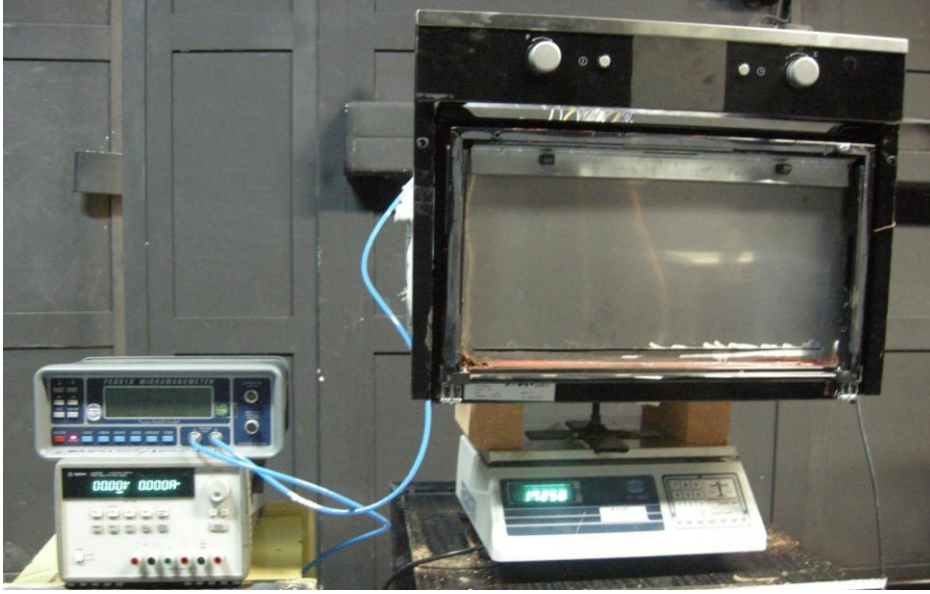


Şekil 4.2: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği şematik gösterimi_soldan görünüş.

Kapalı akışlı kabin içinde ısıtılan nemli havayı sirküle eden bir fan bulunmaktadır. Bu fan, arkasında yer aldığı levhada bulunan emiş delikleri vasıtasıyla, kabin içindeki havayı emmekte, etrafında yer alan sarmal ısıtıcı ile ısıtmaktadır. Isıtılan hava, yine levha üzerinde bulunan basma deliklerinden kabin içine gönderilmektedir. Kabin üst duvarında 18 mm çapında bir baca açılmıştır. Bu baca, bir boru vasıtasıyla eksenel bir fana bağlanmakta ve kabin içi nemli havanın bir kısmı böylece dış ortama tahliye edilmektedir. Kabin içine taze hava girişi, kabin ön duvarının alt kısmındaki bir açıklıktan olmaktadır (Şekil 4.2).

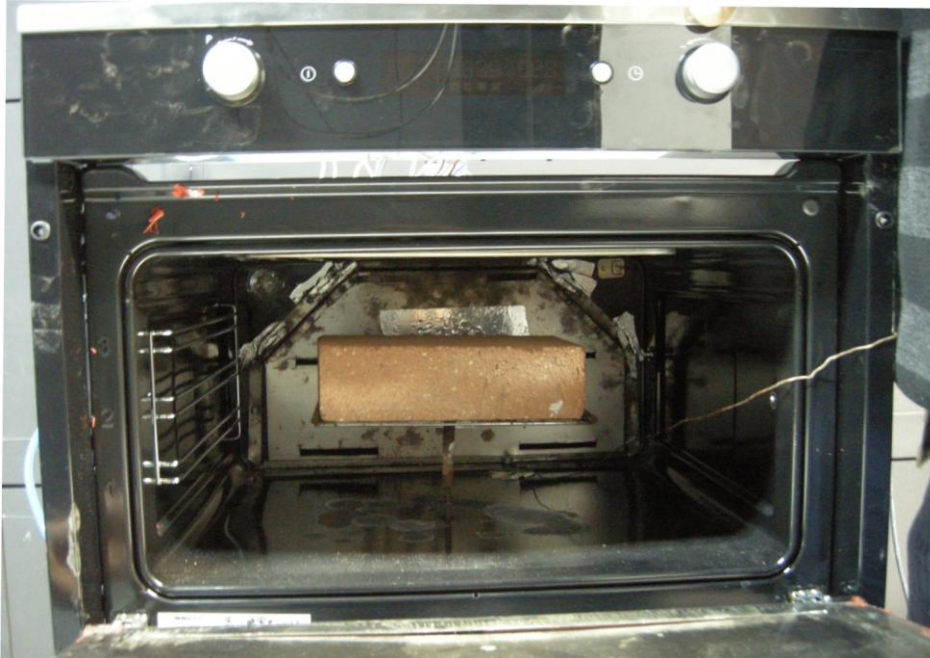
Kabin içindeki sıcak ve nemli havayı sirküle eden fan ise radyal bir fandır ve devri 1300 d/d değerindedir. Bu fanın etrafında bulunan sarmal ısıtıcının gücü 1800 W değerindedir. Bu ısıtıcı, kabin içinde bulunan bir termostat yardımıyla kontrol edilmektedir ve kabin hava sıcaklığı 100°C olacak şekilde ayarlanmıştır.

Kapalı akışlı kabin deney düzeneği ve elemanları Şekil 4.3'te detaylı olarak görülmektedir.



Şekil 4.3: Kapalı akışlı kabin deney düzeneği.

Açık akışlı kabin deneylerinde olduğu gibi kapalı akışlı kabin deneylerinde de EN 50304 EN50304 [17] enerji tüketim standardında belirtilen standart tuğla kullanılmıştır. Açık akışlı kabin deneylerinden farklı olarak burada, tuğlanın dörtte biri değil, tamamı kullanılmıştır (Şekil 4.4). Standart tuğlaya ait özellikler ve kullanım şartları Bölüm 3.1’de verilmiştir.



Şekil 4.4: Deneylerde kullanılan tuğla.

Deney boyunca J tipi termoelemanlar yardımıyla tuğlanın sıcaklık değişimi ölçülmektedir. Ayrıca deney düzeneğinin üzerine konduğu tartı vasıtasıyla da deney

boyunca tuğladaki kütle değişimi takip edilmektedir. Kabin içi sıcaklığın ölçülmesi için de kabin havası ölçülecek şekilde kabine termoelemanlar yerleştirilmiştir.

Ölçüm yapılan sistemde, termoelemanların ölçtüğü sıcaklıklar, sistemde bulunan referans bir pirinç bloğun sıcaklığına göre kalibre edilmektedir. Sıcaklık, güç, voltaj gibi bilgilerin datalogger ile kaydedilmektedir.

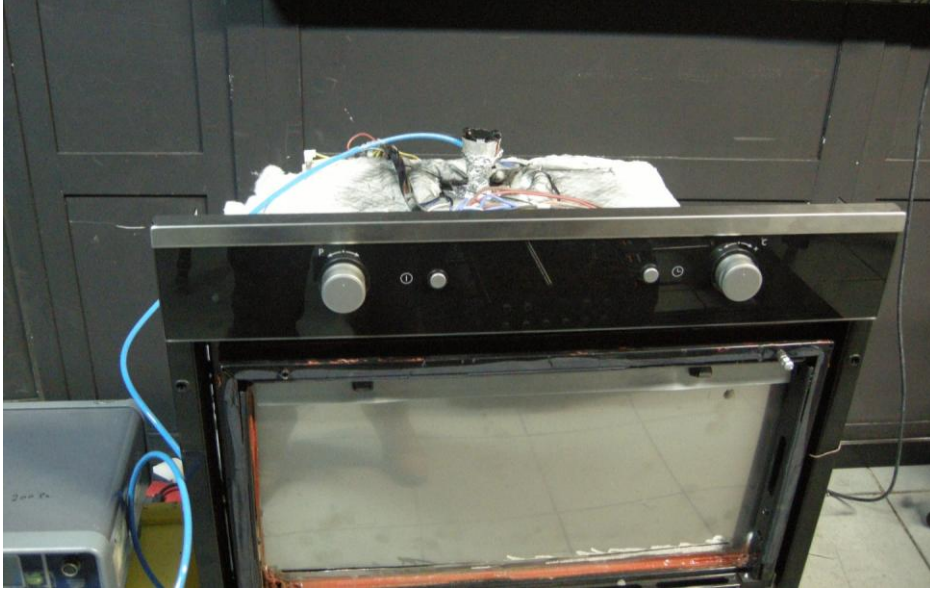
Deneylerde kullanılan dijital tartının maksimum yük kapasitesi 15 kg'dır.

Yukarıda detaylı olarak anlatılan kapalı akışlı kabin deney düzeneğinde kabin sıcaklığının 100°C olduğu durum deneyi yapılmıştır. Kabin sıcaklığı 100°C'ye ulaştığında tuğla kabin içine konmuş ve 100 dakika boyunca tuğla ve hava sıcaklıkları ile tuğlanın kütle değişimi ölçülmüştür.

Açık akışlı kabin deney düzeneğinden farklı olarak baca çapının farklı değerlerinin tuğla sıcaklık değişimi ve kütle kaybı üzerindeki etkilerinin parametrik olarak incelenmesi amacıyla kabin üst duvarına üç farklı çapta baca deliği açılmıştır. Bunlar, orijinal baca çapı (18 mm), daha küçük bir baca çapı (12 mm) ve daha büyük bir baca çapı (24 mm)'dir.

Kabin üst duvarındaki baca açıklıkları aynı çapta bir boru vasıtasıyla aksel bir fana bağlanmıştır. Deneylerde kullanılan baca fanı aksel bir bilgisayar fanıdır. Fanın dış çapı 30 mm'dir. 12 V ile beslenmektedir.

Farklı baca açıklıklarının kabin basınç düşümü üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla baca açıklığını fana bağlayan boruda basınç düşümü ölçülmüştür. Basınç düşümü ölçülürken, baca çıkışında, borunun girişi ile atmosfer basıncı arasındaki fark alınmıştır (Şekil 4.5). Bu ölçümlerde mikro manometre kullanılmıştır. Bu manometre düşük seviyede basınç ölçümleri için kullanılmaktadır. Cihaz ayrıca fark basınç da ölçmektedir. Dar bacada borudaki basınç düşümü 18 Pa iken orijinal baca çapında (18 mm) 12 Pa, geniş bacada 8 Pa ölçülmüştür. Bu basınç düşümü değerleri, sayısal çalışmalarda sınır şartı değeri olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.5: Baca fanı ve basınç düşümü ölçümü.

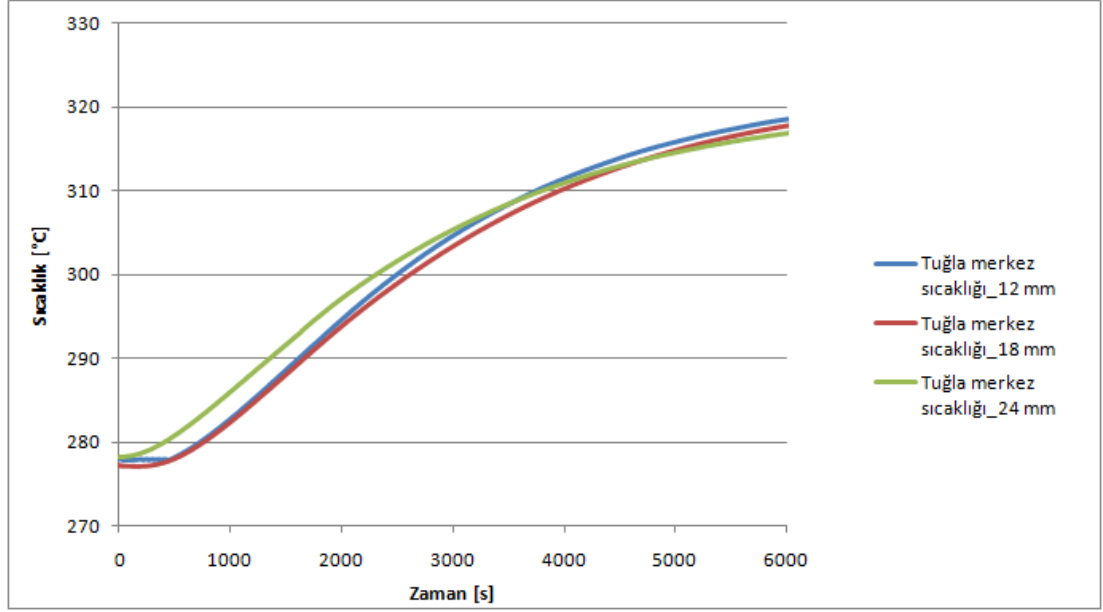
Büyük hacim çalışmalarında, Bölüm 3.1’de belirtilen ölçüm hatalarına, basınç ölçümü hataları eklenmiştir. Deneylerde kullanılan mikro manometrenin hassasiyeti 0-20 Pa arasında yapılan ölçümlerde, ölçüm değerinin %0,25’i olarak tanımlanmaktadır [31]. Bu durumda, basınç düşümü ölçümünden gelen en büyük hata, geniş baca ölçümünden (18 Pa) kaynaklanacaktır. Bu ölçüm için mikro manometrenin hassasiyeti 0,045 Pa olarak hesaplanır ve basınç düşümü ölçümü hatalarına denklem (3.2) uygulanırsa,

$$w_R = \sqrt{(\pm 0,045)^2} = \pm 0,045 Pa \quad (4.1)$$

elde edilir.

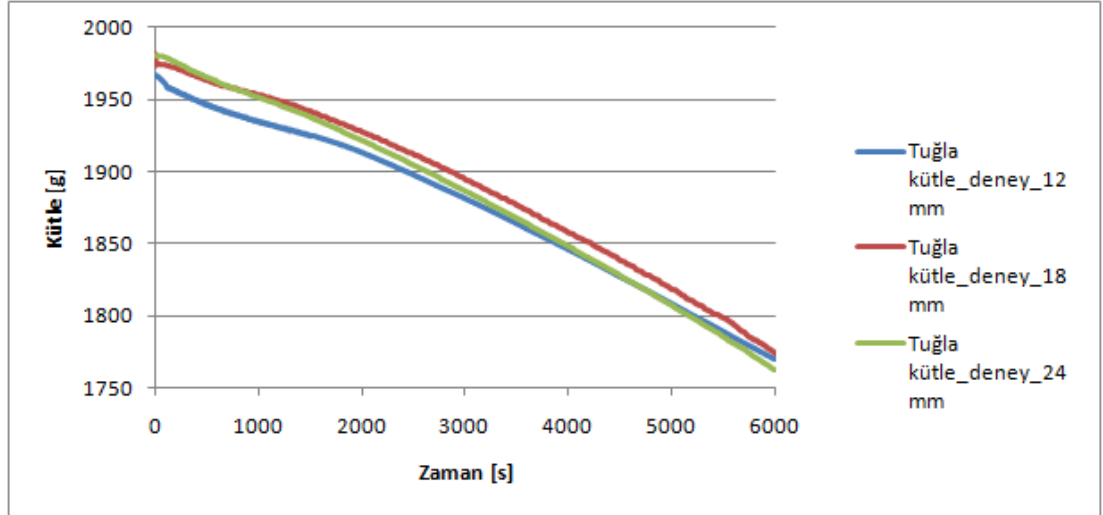
4.2 Deney Sonuçları

Üç baca çapı (12 mm, 18 mm ve 24 mm) için tuğla geometrik merkezinden elde edilen zamana bağlı sıcaklık değişimi Şekil 4.6’da verilmektedir.



Şekil 4.6: Üç baca çapı değeri için tuğla merkez sıcaklığı.

Deney sonuçlarına göre, üç baca çapı değeri için ulaşılan tuğla merkez sıcaklıkları birbirine yakın olmakla beraber, en yüksek sıcaklık, en küçük baci çapı olan 12 mm durumunda elde edilmiştir. En düşük tuğla merkez sıcaklığı ise 24 mm baca çapında elde edilmiştir.



Şekil 4.7: Üç baca çapı değeri için tuğla kütle değişimi.

Üç baca çapı değeri için ulaşılan tuğla kütle kaybı değerleri birbirine yakın olmakla beraber, en fazla kayıp, en yüksek baci çapı olan 24 mm durumunda elde edilmiştir. Her üç baca çapı için, 100. dakika sonunda elde edilen tuğla kütle kaybı ve sıcaklık değeri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1: Farklı baca çapları için deney sonuçları (t=100. dak).

Baca çapı [mm]	Tuğla merkez sıcaklığı [K]	Tuğlanın toplam kütle kaybı [g]
12	318,74	197,5
18	317,61	206,5
24	316,86	217,5

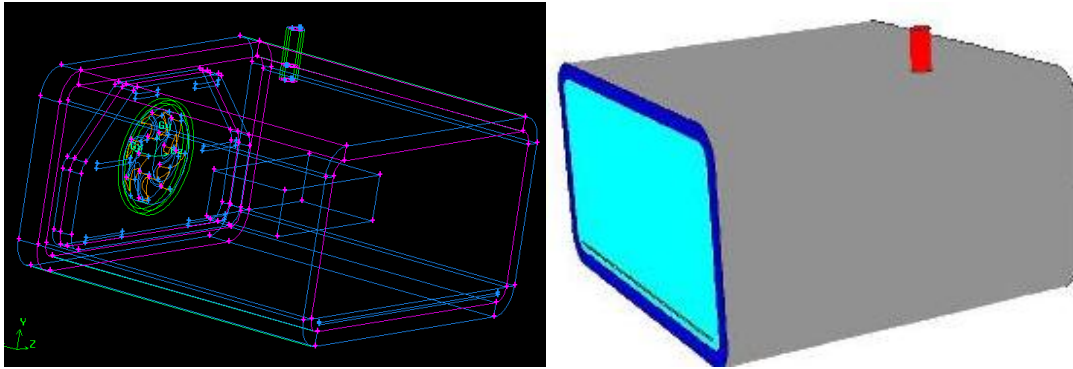
Çizelgeden de görüldüğü gibi, baca çapı arttıkça tuğladan buharlaşan su miktarı artmakta, bu da tuğlanın sıcaklığının, az da olsa azalmasına sebep olmaktadır.

4.3 Kapalı Akışlı Kabinde Isı ve Kütle Geçişinin Modellenmesi

Kabin içi hava ve havalandırma sistemi arasındaki ilişkinin kurulması çalışmaları kapsamında, akış, enerji ve kütle geçişi arasındaki ilişkinin teorisinin doğrulanması amacı ile kapalı akışlı kabin üzerinde bir önceki bölümde anlatılan deneyler yapılmıştır.

Isıtılan kapalı bir hacimdeki kütle geçişinin modellenmesi için bu deneyler doğrulama amacıyla kullanılmıştır. Sistemin analizi için çözülmesi gereken yönetici denklemler Bölüm 3.3.2’de, kütle geçişi modelleme detayları Bölüm 3.3.5’te verilmiştir.

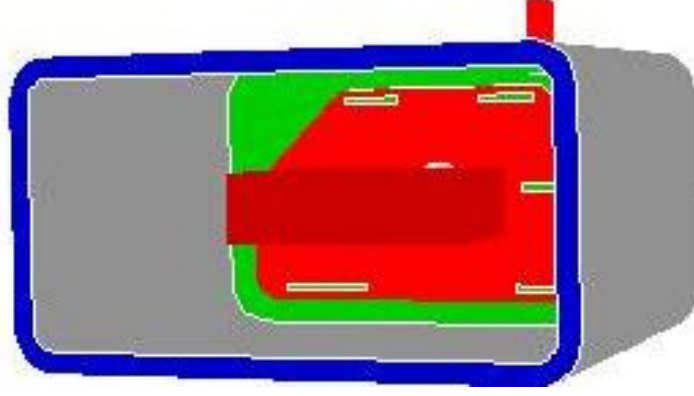
Modelleme çalışmalarında deneylerde kullanılan kabinin 3D çizimi GAMBIT 2.4.6 yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Oluşturulan kapalı akışlı kabin modeli Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8: Kapalı akışlı kabin modeli.

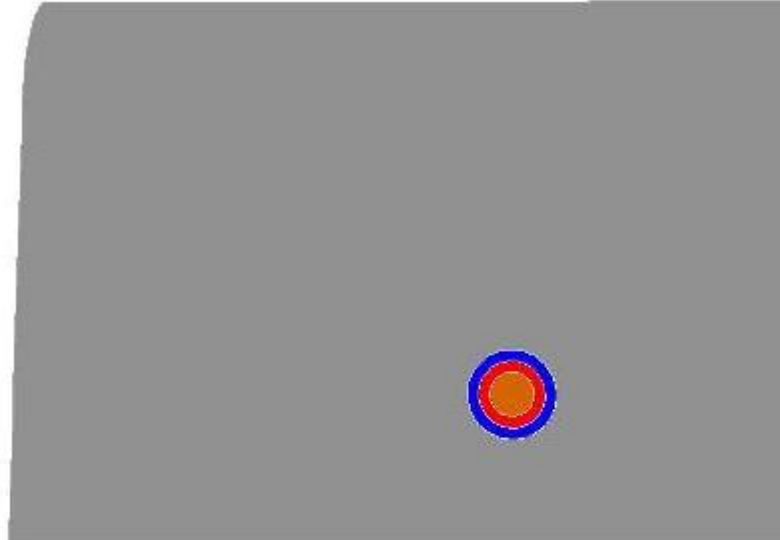
Kapalı akışlı kabinin merkezinde yer alan tuğla ve kapalı akışlı kabin bacası Şekil 4.9’da görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi baca çıkışında, deneylerde kullanılan eksenel fan yer almamaktadır. Kabin içerisindeki radyal fanın dönüşünün modellenmesi, kabin içindeki akışın karakterinin belirlenmesi için önemlidir. Sistemde yer alacak ikinci bir fanın dönüşünün modellenmesi çözümün kabul edilebilir zaman dilimleri içinde yakınsamasını zorlaştıracak için bacada yer alan

eksenel fanın dönüşü modellenmemiştir. Bunun yerine, Bölüm 4.3.1’de anlatıldığı gibi baca çıkışına fan tarafından oluşturulan basınç düşümü, sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Farklı baca çaplarında oluşan basınç düşümü değerleri bir önceki bölümde bahsedilen deneysel çalışmalardan alınmıştır.



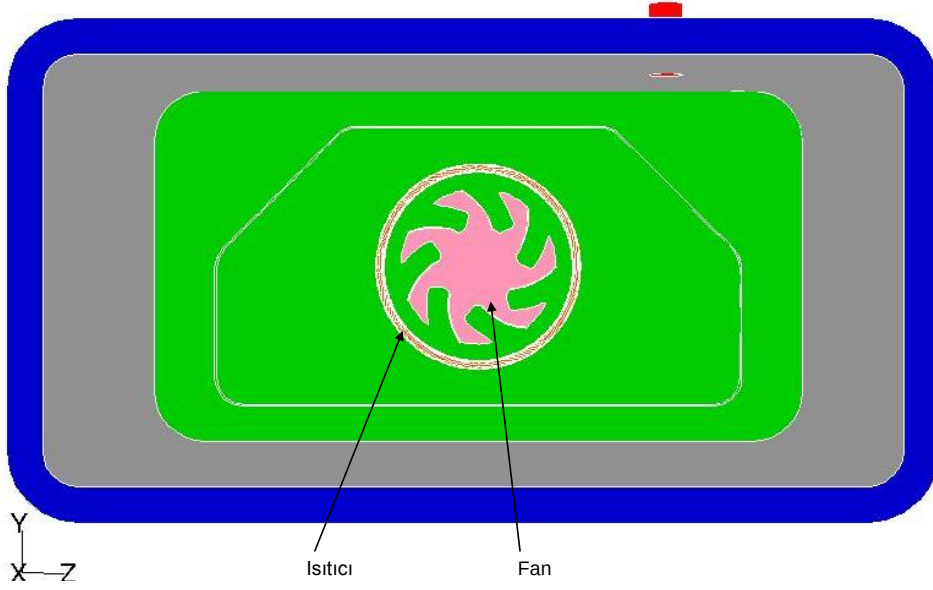
Şekil 4.9: Tuğla ve kapalı akışlı kabin bacası.

Kapalı akışlı kabinde parametrik çalışmalarda kullanılan üç ayrı çapta baca Şekil 4.10’da verilmiştir.



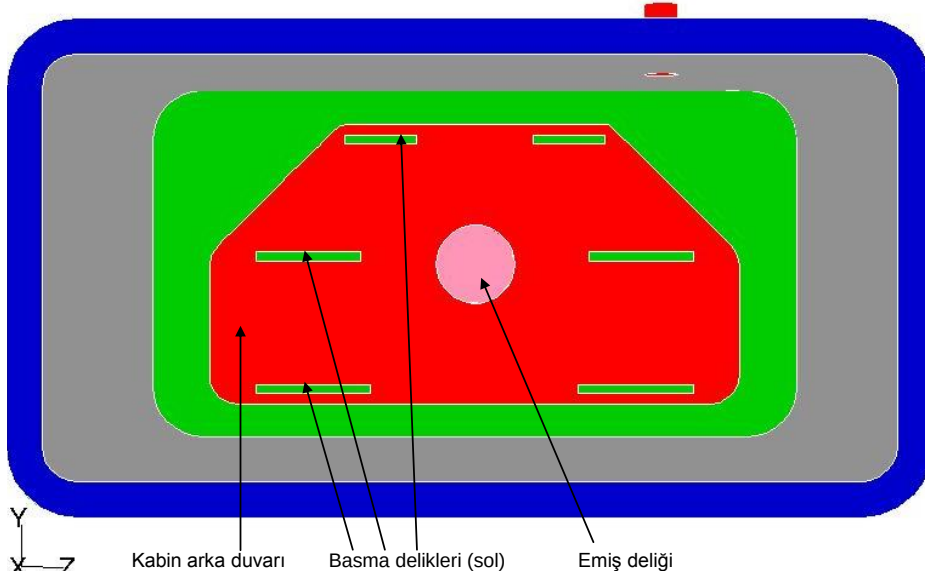
Şekil 4.10: Üç farklı çapta kabin bacası.

Kabin arka duvarının arkasında, ısıtıcı bölgesi yer almaktadır. Bu bölgede bulunan radyal fan, kabin içindeki havayı, kabin arka duvarında bulunan emiş deliklerinden emmekte ve kendini çevreleyen sarmal ısıtıcı üzerinden geçirmektedir. Sarmal ısıtıcı tarafından ısıtılan hava, kabin arka duvarındaki basma deliklerinden kabin içine gönderilmektedir. Isıtıcı bölgesinde bulunan fan ve ısıtıcı Şekil 4.11’de görülmektedir.



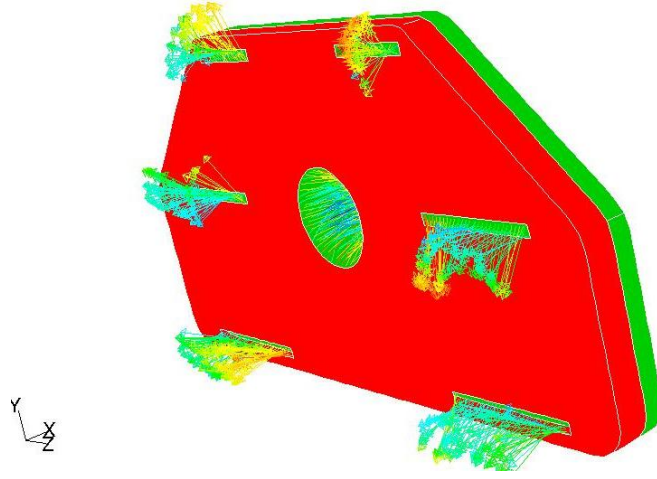
Şekil 4.11: Isıtıcı ve fan.

Kabin arka duvarında bulunan emme ve basma delikleri ise Şekil 4.12’de verilmiştir.



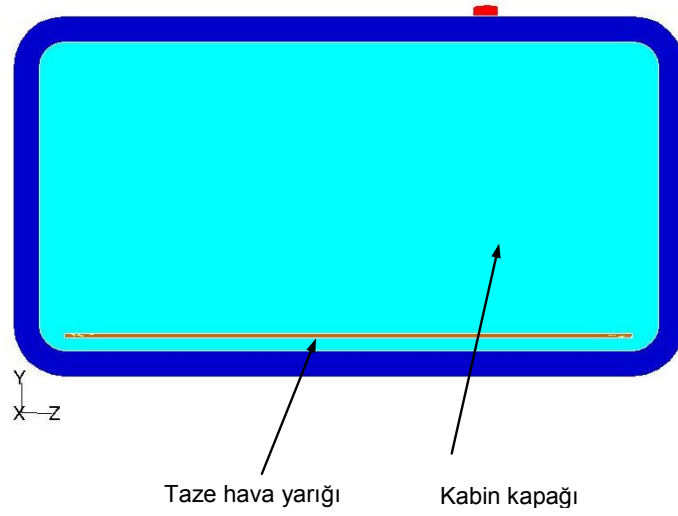
Şekil 4.12: Kabin arka duvarı emme ve basma delikleri.

Kabin arka duvarında elde edilen akış profili Şekil 4.13’te verilmiştir.



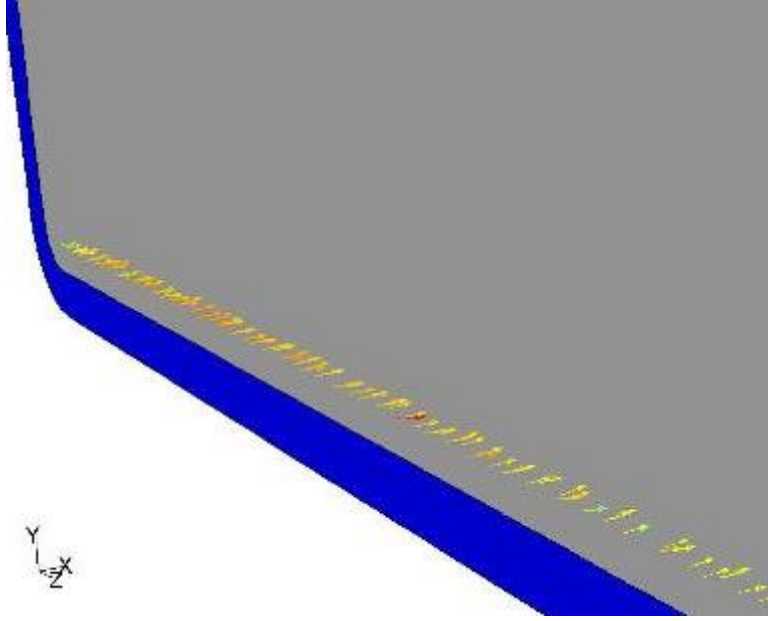
Şekil 4.13: Kabin arka duvarı akış profili.

Taze havanın kabine girişi için, kabin kapağının alt kısmına 3 mm genişliğinde bir yarık açılmıştır (Şekil 4.14).



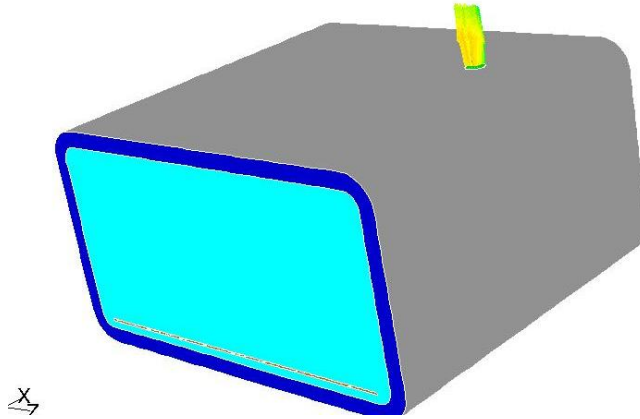
Şekil 4.14: Kapaktaki taze hava girişi.

Kapakta yer alan taze hava giriş yarığındaki akış profili Şekil 4.15'te görülmektedir.



Şekil 4.15: Taze hava giriş yarığındaki akış profili.

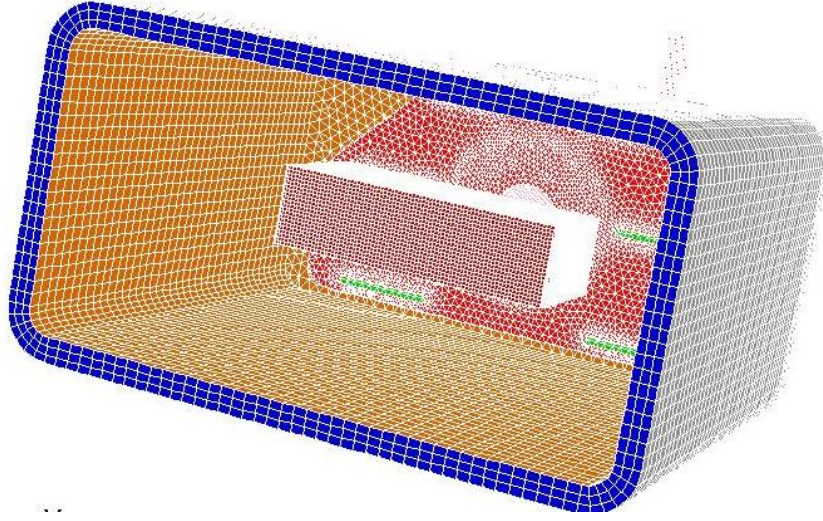
Kabin bacasından olan akış Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16: Kabin baca akışı.

Şekilden görüldüğü gibi baca deney düzeneğinde olduğu gibi bir fana bağlı değildir. Baca çıkışına uygulanan “pressure outlet” sınır şartı ile kabin havasının tahliyesi sağlanmaktadır.

Ağ oluşturma çalışmalarında, çözümün hassas olması sebebiyle baca açıklıkları ve kabin içi hava, diğer hacimlere göre daha küçük elemanlarla örülmüştür. Kabini saran yalıtım, en büyük elemanlara sahiptir. Hacimlerde “tetrahedral” ve “hex” elemanlar kullanılmıştır. “Hex” eleman kullanılan ağ yapılarının bir kısmı “map” ve bir kısmı “cooper” özelliğe sahiptir [24]. Ağ yapısı Şekil 4.17’de verilmiştir.



Şekil 4.17: Kapalı akışlı kabin modeli ağ yapısı.

4.3.1 Akış modeli ve sınır şartları

Akış için Reynolds sayısı, kavite uzunluğu karakteristik uzunluk alınarak hesaplanmıştır. Kavite uzunluğu 0,428 m, kanal giriş hızı 4 m/s olduğundan

$$Re = \frac{VL}{\nu} \approx 110000 \quad (4.2)$$

bulunmuştur. Bölüm 3.3.3'te anlatıldığı gibi, kapalı bir hacim içerisinde, akış kaynağına çok yakın yerleştirilmiş bir yük üzerindeki sınır tabakası incelendiği için akış türbülanslıdır.

Türbülans modeli olarak, açık akışlı kabin modelinde olduğu gibi "Reynolds Avarage Navier Stokes (RANS)" modelleri arasında "Realizable k-ε" modeli kullanılmıştır.

Açık akışlı kabin modelleme çalışmalarında olduğu gibi, akışla beraber enerji denkleminin çözümü de aktif hale getirilmiştir. Kütle geçişinin modellenebilmesi için "Species" modeli de aktif hale getirilerek su buharı geçiş modelin içine dâhil edilmiştir.

Kapalı akışlı kabinin dış ortam ile etkileşimde bulunan tüm yüzeylerine doğal taşınım sınır şartı verilmiştir. Taşınım katsayısı, daha önce yapılan sayısal ve teorik çalışmaların sonuçlarından 6 W/m²K olarak alınmıştır. Dış ortam sıcaklığı 300 K olarak belirlenmiştir.

Kabin içi havayı sirküle eden fanın dönüşü için fanın etrafında oluşturulan akış bölgesine, akış çeşidi olarak "Moving Referance Frame" sınır şartı seçilmiş ve dönüş hızı olarak da ısıtıcı bölgesinde bulunan fanın hızı olan 1300 d/d verilmiştir. Fanın

sirküle ettiği havayı ısıtan ısıtıcının çalışmasının modellenmesi için ısıtıcı yüzeyine sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Bu değerin belirlenmesi için, deneyler esnasında ısıtıcı yüzey sıcaklığı ölçülmüştür. Bu değer 678 K'dir. Ancak ısıtıcı yüzey sıcaklığının, fırın içi sıcaklığını dolaylı olarak etkilemesi sebebiyle, farklı baca çapları için, ısıtıcı yüzey sıcaklığı sınır şartı, fırın içi sıcaklığı 100°C olacak şekilde modifiye edilmiştir

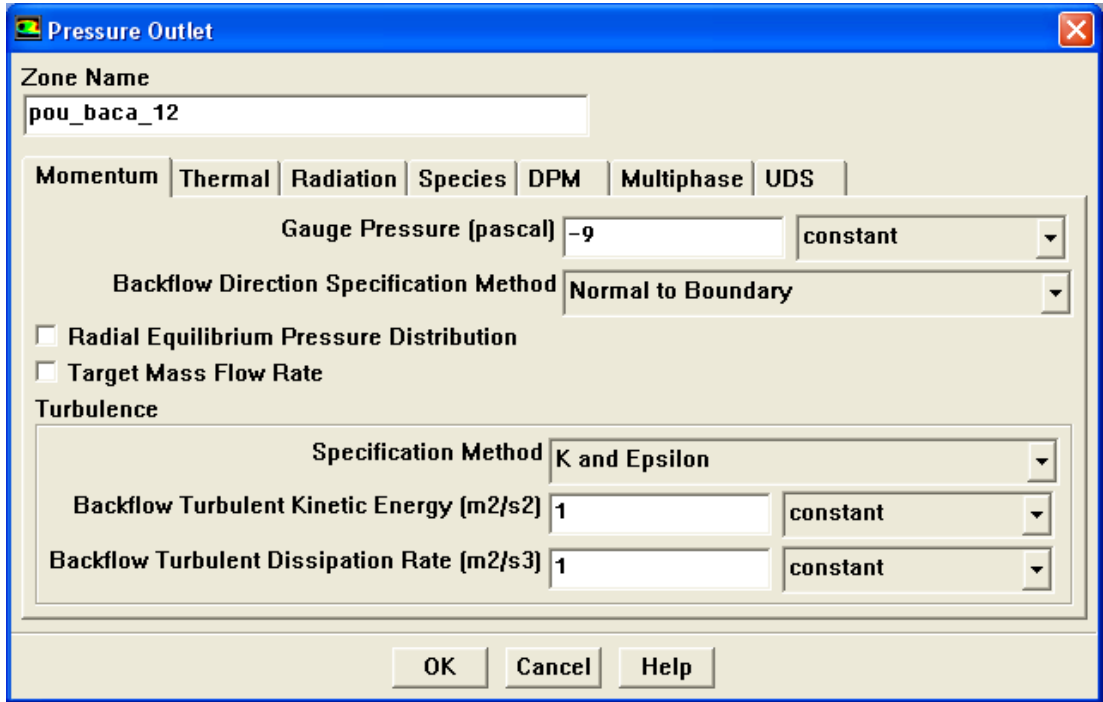
Kabin içine taze hava, kabin kapağının altında yer alan 3 mm yksekliliğinde bir yarıktan girmektedir (şekil 4.14). Bu hava akışının modellenmesi için açıklığa “pressure inlet” sınır şartı verilmiştir. Açıklıktan 300 K sabit sıcaklıkta giren taze havanın nem değeri, ortam havasının zgl nemi olarak sabit alınmıştır. Bu değer, laboratuvar ortamında llen 23°C ve %40 bağıl nem değeri için psikrometrik tablodan elde edilen 10 g/kg kuru hava'dır [25].

Kabin ve kanalın yalıtım malzemesi ile ortak duvarlarının sıcaklılıkları için “coupled” sınır şartı verilmiştir. “Coupled” sınır şartı, modelde farklı hacimlerin birleştiği bölgeler için geçerlidir. Bu tip bir sınır şartı, bölgenin her iki hacme bakan tarafında da çözülecek skalerler için kullanılmaktadır. Kabin ve kanalın tüm duvarlarında “species” değişkeni için “sıfır kütle akısı” şartı seçilmiştir.

Kabin ve kanalın yalıtım malzemesi ile ortak duvarlarının sıcaklılıkları için “coupled” sınır şartı verilmiştir. “Coupled” sınır şartı, modelde farklı hacimlerin birleştiği bölgeler için geçerlidir. Bu tip bir sınır şartı, bölgenin her iki hacme bakan tarafında da çözülecek skalerler için kullanılmaktadır. Kabin ve kanalın tüm duvarlarında “species” değişkeni için “sıfır kütle akısı” şartı seçilmiştir.

Kabini ve kanalı çevreleyen yalıtım için deneylerde kullanılan iğneli cam yünü özellikleri girilmiştir. İzolasyon duvarları da komşu bulundukları hacim ile “coupled” olarak çözülmektedir.

Baca akışının simüle edilmesi için baca çıkışına “Pressure outlet” sınır şartı uygulanmıştır (şekil 4.18). Burada, sınır şartı olarak, deneylerde ölçülen basınç düşümü değerleri girilmiştir. 12 mm baca çapı için -18 Pa, orijinal baca çapı olan 18 mm için bu değer -12 Pa ve 24 mm baca çapı için -8 Pa olarak ölçülmüş ve sınır şartı olarak verilmiştir. Bacadan çıkan havanın dış ortamda karşılaştığı havanın sıcaklığı, ortam sıcaklığı olan 300 K olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.18: Baca çıkışına “pressure outlet” sınır şartının eklenmesi.

Tuğla için sınır şartları girilirken tuğlanın poroz yapısı dikkate alınmıştır. Poroz yapılar modellenirken kullanılan yönetici denklemler Bölüm 3.2.4’te verilmiştir. Tuğlanın viskoz direnç ve atalet direnç değerleri, kullanılan tuğla aynı olduğu için açık akışlı kabin modelleme çalışmaları sonucunda belirlenen değerler olarak alınmıştır. Bu değerler viskoz direnç için $3,33 \times 10^{11} \text{ m}^{-2}$, atalet direnci ise 50 m^{-1} olarak alınmıştır. Tuğlanın porozitesi 0,2 olarak alınmıştır. Açık akışlı kabin çalışmalarında olduğu gibi, tuğla yüzeyleri için “interior” sınır şartı seçilmiştir.

Tuğla dışındaki tüm hacimler ve yüzeyler, başlangıçta, deney başlangıç sıcaklığında; tuğla başlangıç sıcaklığı ise deneyler sırasında, tuğla ilk sıcaklığı olan 281 K alınmıştır. Tuğla içindeki nem miktarı ise bu sıcaklıktaki doymuş havanın özgül nemi olarak 5,5 g/kgkuru hava olarak girilmiştir.

Sayısal çalışma sonucunda elde edilecek sıcaklık ve nem değerlerinin deney sonuçlarıyla birebir karşılaştırılabilmesi için zamana bağlı çözüm yapılmıştır. Zaman adımı 1 saniye, bir zaman adımında yapılacak maksimum iterasyon sayısı ise 20 olarak alınmıştır.

4.3.2 Kütle geçişinin modellenmesi

Kapalı akışlı kabin kütle geçişi modelleme çalışmaları, Bölüm 3’te anlatılan açık akışlı kabin kütle geçişi modelleme çalışmaları ışığında gerçekleştirilmiştir. Açık akışlı kabinde olduğu gibi kapalı akışlı kabinde de tuğla içindeki suyun

buharlaşmasının, kabin içindeki su buharı konsantrasyonuna olan etkisinin sisteme dâhil edilebilmesi için FLUENT® yazılımı tarafından çözülen kütle geçişi denkleminde (3.9) bir kaynak terimi eklenmiştir.

Burada da, tuğladan buharlaşan su miktarı (3.17) denklemi ile çözülmektedir. Kapalı akışlı kabinde kullanılan tuğla, açık akışlı kabinde kullanılan tuğla ile aynı özelliklere sahiptir. Ancak, kapalı akışlı kabinde kullanılan tuğlanın açık akışlı kabinde kullanılan tuğlanın dörtte biri olması sebebiyle; geçirgenlik, “surface per unit volume” değeri sp_v ve tuğlanın karakteristik uzunluğunun ortalama değeri Δy kullanılarak denklem (3.16) ile hesaplanan β_t katsayısı değeri, kapalı akışlı kabinde farklı olmalıdır.

Açık akışlı kabin sayısal çalışmalarda, β_t katsayısı değeri $1,15 \times 10^{-7}$ olarak belirlenmiştir. Kapalı akışlı kabin sayısal çalışma sonuçları, deney sonuçları ile karşılaştırılarak, her üç baca çapı için bu değer $7,5 \times 10^{-9}$ olarak kullanılmıştır. Kapalı akışlı kabinde kullanılan tuğlanın hacmi, açık akışlı kabinde kullanılan tuğlanın hacminin dört katıdır. Ancak her iki kabinde kullanılan tuğla yükseklikleri aynıdır. Açık akışlı kabinde kullanılan β_t katsayısı değeri, kapalı akışlı kabinde kullanılan β_t katsayısı değerinin yaklaşık on beş katıdır. Bu farkın sebebinin, tuğlanın karakteristik değeri belirlenirken yapılan “yığın” yapısı kabulü ve kütle geçişinin tek boyutta (tuğla yüksekliği boyunca) değil üç boyutta gerçekleşmesi olduğu düşünülmektedir.

Buharlaşma için tuğladan çekilen enerjinin hesaplanması için (3.19) denklemi kullanılmıştır. Açık akışlı kabinde olduğu gibi, kapalı akışlı kabin sayısal çalışmalarda da denklem (3.19)'da bir sayısal düzeltme katsayısı β kullanılmıştır. Deney sonuçları ile sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılarak, açık akışlı kabinde 0,025 olarak belirlenen bu değer, kapalı akışlı kabinin her üç baca çapı için 0,1 olarak belirlenmiştir.

Kütle geçiş modelleme çalışmalarında yukarıda bahsedilen farklılıklar dışında açık akışlı kabin modelinde izlenen yol takip edilmiş, oluşturulan KTTF'ler ile yürütücü denklemlere kaynak terimleri eklenerek tuğladan suyun buharlaşması modellenmiştir. Kapalı akışlı kabinde de, eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözülmesi için Şekil 3.15'te verilen algoritma kullanılmıştır.

4.4 Sonuçlar ve Doğrulama

Açık akışlı kabin için oluşturulan kütle geçiş modelinin, kapalı akışlı kabinde de geçerli olup olmadığını sınamak üzere aşağıdaki korelasyon kullanılmıştır. Bu

amaçla, Bölüm 3.3.5'te anlatıldığı gibi, tuğla için h_m değeri, açık ve kapalı akışlı kabin için ayrı ayrı hesaplatılmıştır.

Düz bir levha üzerinden türbülanslı akış olması durumunda Sherwood sayısı (Schmidt sayısının 0,6 ile 3000 olması durumunda);

$$Sh = 0,0296 \times Re^{4/5} \times Sc^{1/3} \quad (4.3)$$

bağıntısı ile hesaplanır [26].

Reynolds değeri, tuğla genişliği karakteristik uzunluk alınarak hesaplanmıştır. Açık akışlı kabinde tuğla genişliği $L/4$, hız 3 m/s ve 70°C için havanın kinematik viskozitesi 1.99×10^{-5} olduğundan;

$$Re_{AAK} = \frac{V \cdot L/4}{\nu_{70^\circ C}} = \frac{3 \times L/4}{1,99 \times 10^{-5}} = 37688L \quad (4.4)$$

olarak hesaplanır.

Kapalı akışlı kabinde ise, tuğla genişliği L , hız 4 m/s ve 100°C için havanın kinematik viskozitesi 2.3×10^{-5} olduğundan;

$$Re_{KAK} = \frac{VL}{\nu_{100^\circ C}} = \frac{4 \times L}{2,3 \times 10^{-5}} = 173913L \quad (4.5)$$

Böylece;

$$\frac{Re_{AAK}}{Re_{KAK}} = 0,217 \quad (4.6)$$

olarak bulunur.

Her iki kabinde, hız ve konsantrasyon sınır tabakalarında sırasıyla momentum ve kütle geçişinin göreceli etkilerinin bir ölçüsü olan boyutsuz Schmidt sayısı,

$$Sc = \frac{\gamma}{D_{AB}} \quad (4.7)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Aynı difüzyon katsayısı için;

$$\frac{Sc_{AAK}}{Sc_{KAK}} = \frac{\gamma_{70^\circ C}}{\gamma_{100^\circ C}} = \frac{1,99 \times 10^{-5}}{2,3 \times 10^{-5}} = 0,86 \quad (4.8)$$

olur.

Bulunan bu değerler denklem (4.3)'te yerine konursa;

$$\frac{Sh_{AAK}}{Sh_{KAK}} = \left(\frac{Re_{AAK}}{Re_{KAK}} \right)^{4/5} \times \left(\frac{Sc_{AAK}}{Sc_{KAK}} \right)^{1/3} = 0,217^{4/5} \times 0,86^{1/3} = 0,28 \quad (4.9)$$

olarak hesaplanır.

Yüzeyde boyutsuz konsantrasyon gradyenini ifade eden Sherwood sayısı;

$$Sh = \frac{h_m L}{D_{AB}} \quad (4.10)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Buradan h_m çekilir ve açık ve kapalı akışlı kabin için oranlanırsa:

$$\frac{h_{mAAK}}{h_{mKAK}} = \frac{4 \times Sh_{AAK}}{Sh_{KAK}} = 1,12 \quad (4.11)$$

olarak hesaplanır.

Öte yandan, Bölüm 3.3.5'te anlatıldığı gibi, sayısal çalışmalarda, tuğla için h_m değeri, açık akışlı kabinde 7×10^{-3} , kapalı akışlı kabinde 6×10^{-3} olarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$\frac{h_{mAAK,sayısal}}{h_{mKAK,sayısal}} = \frac{7 \times 10^{-3}}{6 \times 10^{-3}} = 1,16 \quad (4.12)$$

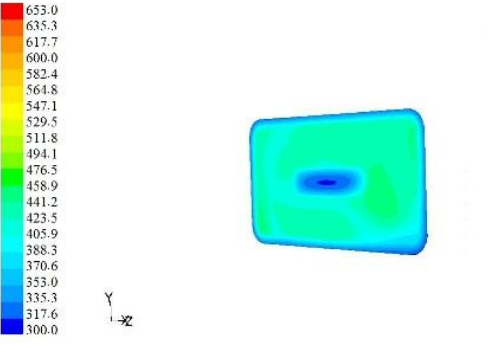
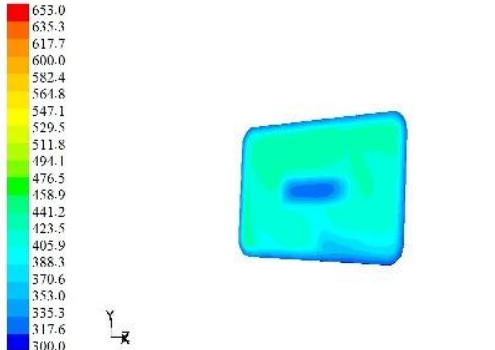
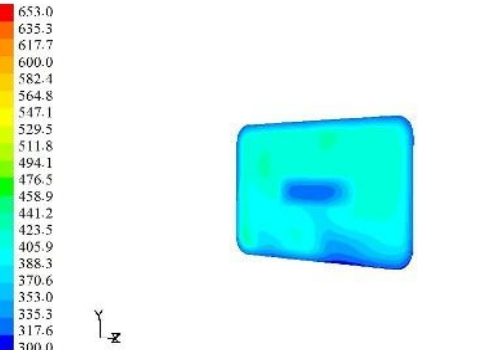
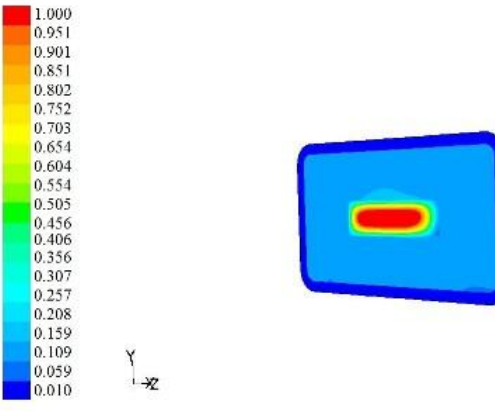
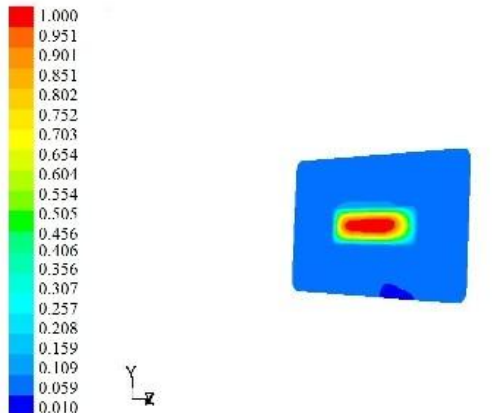
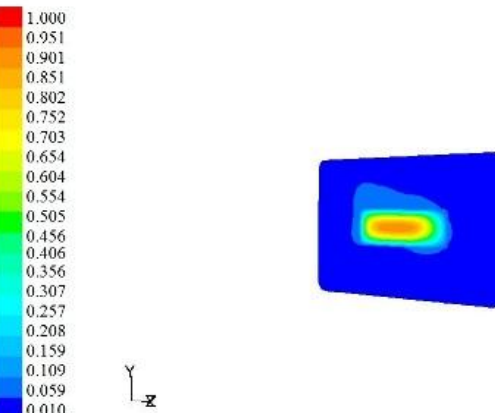
bulunur.

Sayısal çalışma sonuçları için açık ve kapalı akışlı kabin için hesaplanan kütle taşınım katsayısı (h_m) oranının, deney verileri ile hesaplanan orana çok yakın olduğu görülmüştür. Buradan, açık akışlı kabin için oluşturulan kütle geçişi modelinin, kapalı akışlı kabin için de geçerli olduğu görülmektedir. Bu doğrulamadan sonra, kapalı akışlı kabin için sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

Kapalı sistem için, sayısal çalışmalar aşamasında ilk olarak (3.17) denkleminde yer alan β_t katsayısının ve (3.19) denkleminde kullanılan düzeltme katsayısı β 'nin kapalı akışlı kabin için geçerli olan değeri belirlenmiştir. Burada, her üç baca çapı için de uygun olan β_t katsayısı değeri $7,5 \times 10^{-9}$ ve düzeltme katsayısı β ise 0,1'dir.

Belirlenen bu değerler ile, üç farklı baca çapı için yapılan analiz sonucunda 100 dakika sonunda tuğlanın merkez düzleminde elde edilen sıcaklık ve su buharı dağılımı Çizelge 4.2'de görülmektedir.

Çizelge 4.2: Tuğla merkez düzleminde sıcaklık [K] ve su buharı dağılımı.

Baca çapı	12 mm	18 mm	24 mm
Sıcaklık Dağılımı			
Su Buharı Konsantrasyonu Dağılımı			

Çizelgeden de görüldüğü gibi tuğlada en fazla su kaybı, deneysel verilerde de olduğu gibi 24 mm baca ile elde edilmiştir. Tuğla sıcaklığına bakıldığında ise en yüksek tuğla merkez sıcaklığı 18 mm baca çapı için elde edilmiştir.

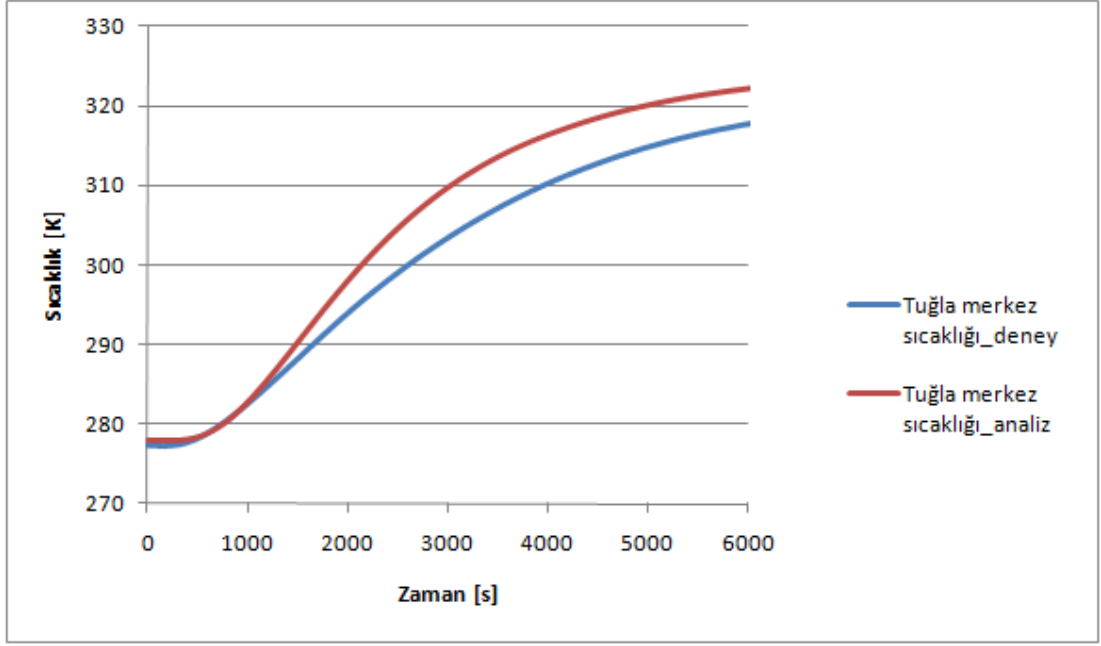
Her üç modelde de, tuğla merkez noktası işaretlenmiş ve bu noktanın zamana bağlı sıcaklık değişimi kaydedilmiştir. 12 mm baca çapında tuğla merkez sıcaklığı için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları Şekil 4.19'da verilmektedir.



Şekil 4.19: Tuğla merkez sıcaklığının 12 mm baca çapı için karşılaştırması .

Grafikten de görüldüğü gibi sayısal çalışma ve deney sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 4 K'dir. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklığı deney verilerine göre daha düşüktür.

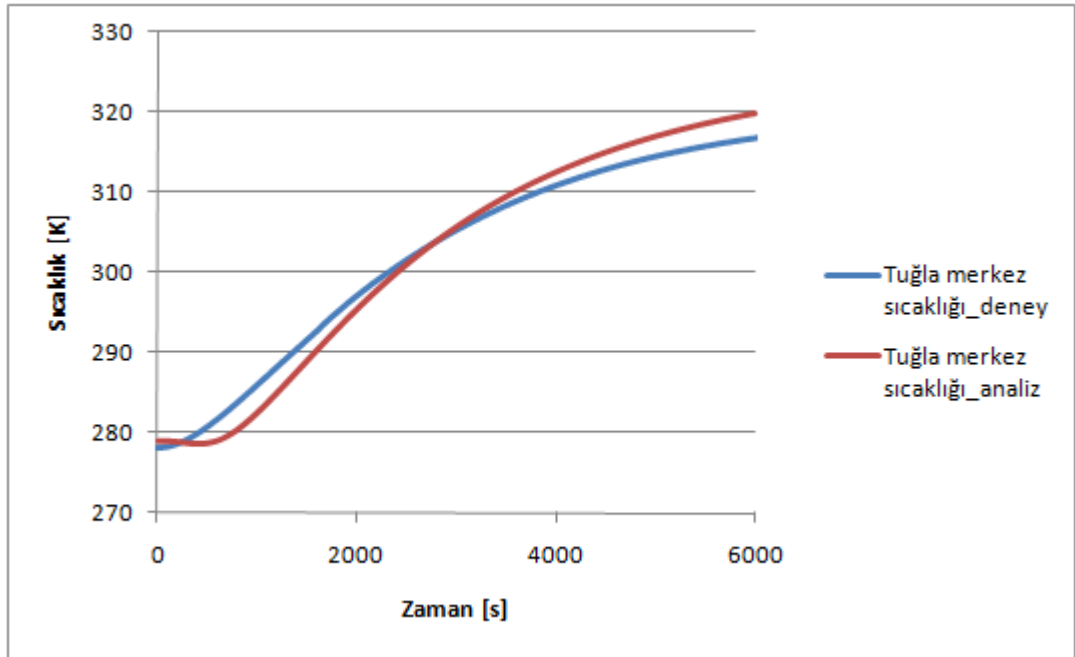
Baca çapının 18 mm olması durumunda tuğla merkez sıcaklığı için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları Şekil 4.20'de verilmektedir.



Şekil 4.20: Tuğla merkez sıcaklığının 18 mm baca çapı için karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi sayısal çalışma ve deney sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 7 K'dir. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklığı deney verilerine göre daha düşüktür.

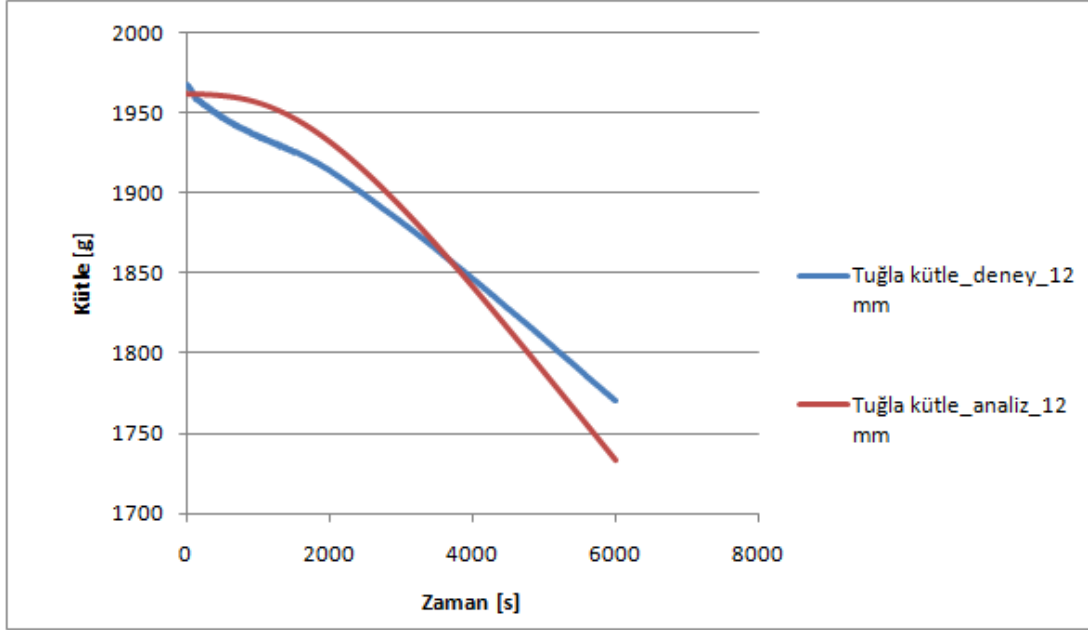
Baca çapının 24 mm olması durumunda tuğla merkez sıcaklığı için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları Şekil 4.21'de verilmektedir.



Şekil 4.21: Tuğla merkez sıcaklığının 24 mm baca çapı için karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi sayısal çalışma ve deney sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 3 K'dir. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen tuğla merkez sıcaklığı deney verilerine göre daha düşüktür.

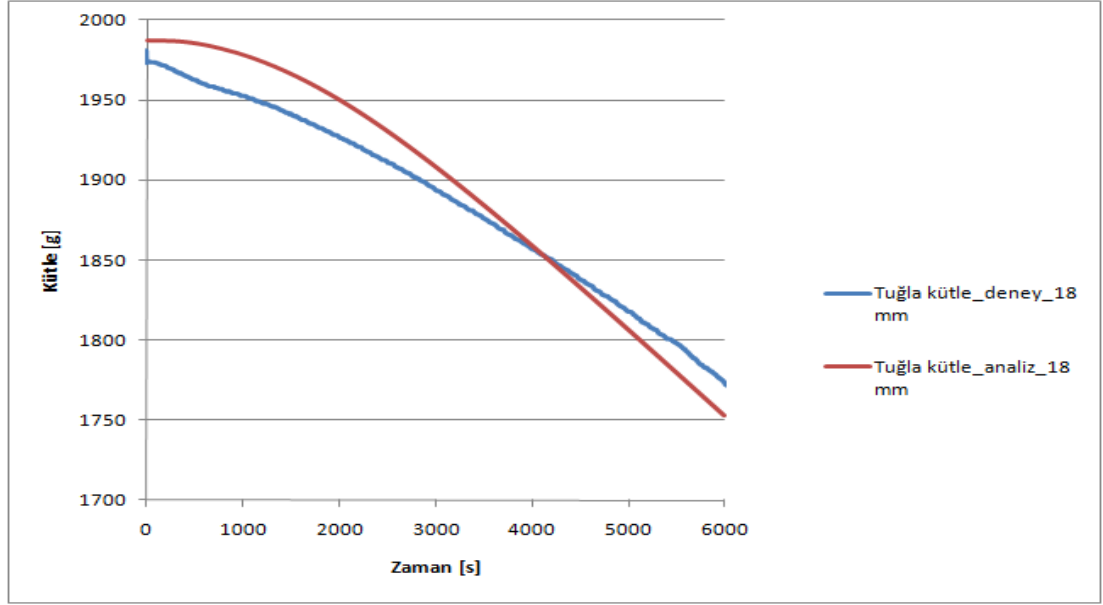
Baca çapının 12 mm olması durumunda tuğla kütle değişimi için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.22'de verilmektedir.



Şekil 4.22: Tuğlanın kütle değişiminin 12 mm baca çapı için karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi, sayısal çalışma sonucunda elde edilen son kütle değeri, deney verilerinden daha düşüktür. Ancak toplam kütle kaybı daha fazladır; bu baca çapında tuğlanın toplam kütle kaybı 229 gramdır. Deney sonucunda elde edilen kütle kaybı ise 197,5 gramdır. Sayısal çalışma ve deney sonuçları arasında %16'lık bir fark vardır.

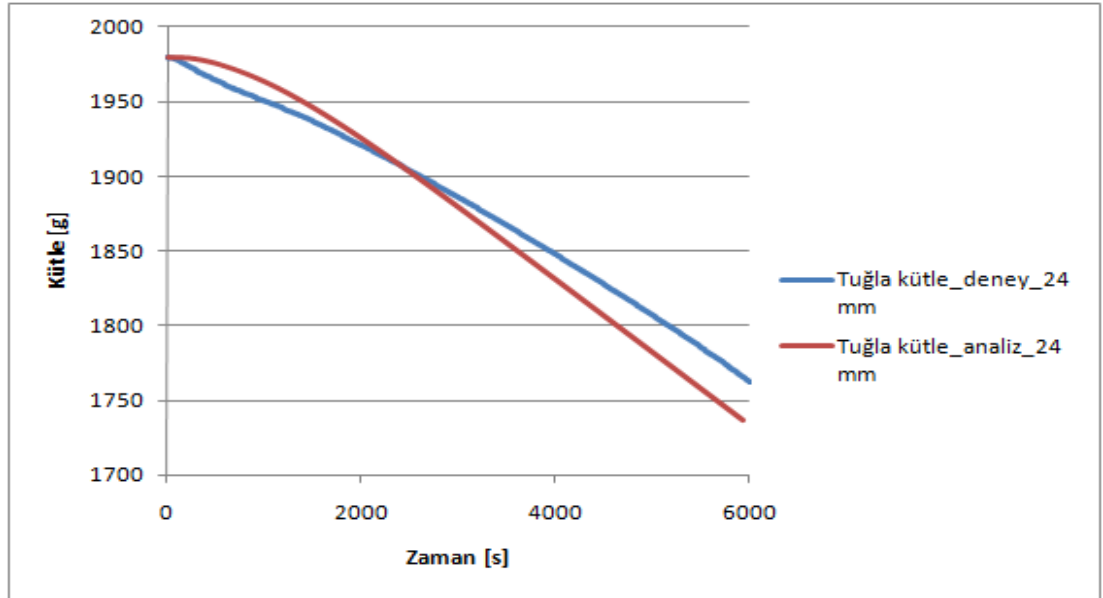
Baca çapının 18 mm olması durumunda tuğla kütle değişimi için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.23'te verilmektedir.



Şekil 4.23: Tuğlanın kütle değişiminin 18 mm baca çapı için karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi, sayısal çalışma sonucunda elde edilen son kütle değeri, deney verilerinden daha yüksektir. Bu baca çapında tuğlanın toplam kütle kaybı 234 gramdır. Deney sonucunda elde edilen kütle kaybı ise 206,5 gramdır. Sayısal çalışma ve deney sonuçları arasında %13'lük bir fark vardır.

Baca çapının 24 mm olması durumunda tuğla kütle değişimi için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.24'te verilmektedir.



Şekil 4.24: Tuğlanın kütle değişiminin 24 mm baca çapı için karşılaştırması.

Grafikten de görüldüğü gibi, sayısal çalışma sonucunda elde edilen son kütle değeri, deney verilerinden daha yüksektir. Bu baca çapında tuğlanın toplam kütle kaybı 246 gramdır. Deney sonucunda elde edilen kütle kaybı ise 217,5 gramdır. Sayısal çalışma ve deney sonuçları arasında %13'lük bir fark vardır.

Üç baca çapında, 100. dakika sonunda tuğla merkez sıcaklığı ve kütle kaybı değerleri için elde edilen sayısal çalışma ve deney sonuçları Çizelge 4,3'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.3: Farklı baca çapları için sayısal çalışma sonuçları (t=100 dak).

Baca çapı [mm]	Tuğla merkez sıcaklığı (sayısal) [K]	Tuğla merkez sıcaklığı (deney) [K]	Fark [%]	Tuğlanın toplam kütle kaybı (sayısal) [g]	Tuğlanın toplam kütle kaybı (deney) [g]	Fark [%]
12	315,92	318,74	1	229	197,5	16
18	322,28	317,61	2	234	206,5	13
24	319,81	316,86	1	246	217,5	13

Deneyisel çalışmalar sonucunda, baca çapı arttıkça tuğladan buharlaşan su miktarının arttığı, buna bağlı olarak, az da olsa tuğla sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Sayısal çalışma sonuçlarına göre de, baca çapı arttıkça tuğladan buharlaşan su miktarı artmaktadır. Sayısal çalışma sonucunda, tuğladan buharlaşan su miktarı, her üç baca çapı için de gerçekte buharlaşan su miktarından fazladır. Baca akışı modellenirken, deneylerde kullanılan fanın modele eklenmemesi, bunun yerine baca çıkışına basınç farkı sınır şartı konmasının buna sebep olduğu düşünülmektedir. Basınç farkı sınır şartı ile havanın tahliyesi fana göre daha kolay olmakta, bu da buharlaşan su miktarını artırmaktadır. Tuğladan buharlaşan su miktarı için, deney ve sayısal çalışma sonuçları arasındaki en büyük fark 12 mm baca çapında görülmüştür ve sayısal çalışma sonucu elde edilen buharlaşan su miktarı daha yüksektir.

Tuğla merkez sıcaklık değerinde ise deney ve sayısal çalışma sonuçları arasında maksimum % 2'lik bir fark vardır. Bu fark çok düşük olmakla beraber, deneylerde görülen, baca çapı arttıkça sıcaklığın düşmesi durumu ile sayısal çalışma sonuçlarında karşılaşılmamıştır. 12 mm baca çapı için, sayısal çalışma sonucunda, tuğladan buharlaşan suyun fazla olması, tuğla sıcaklığının da düşük olmasına ve deneylerde görülen baca çapı – tuğla merkez sıcaklığı ilişkisinin bozulmasına sebep olmuştur.

Modelde yapılan bazı kabuller de deney ve sayısal çalışma sonuçları arasındaki farklara sebep olmaktadır. İlk olarak, tuğladaki suyun buharlaşması için kullanılan

yaklaşım, ASHRAE [27] el kitabında yer alan ve poroz yapılarda yoğuşma ve kurutma durumlarında, yoğuşan su buharı ve buharlaşan su miktarının hesabını içeren basit “çiğ noktası” metodu yaklaşımıdır. Ancak bu metot, yüzeyler üzerinde yoğuşma için kullanılmaktadır. Tez çalışmasında yapılan yaklaşım ile, ASHRAE [27]'de serbest akış yüzeyinde incelenen yoğuşma, poroz tuğlanın boşlukları arasındaki yüzeylere uygulanmıştır. Bu yaklaşım yapılırken, denklem (3.14)'teki Δy , bu boşluklar ölçeğindeki akışa göre tanımlanmış karakteristik uzunluk olarak değil, tuğlanın kalınlığı olarak alınmıştır. Deney sonuçları ve sayısal çalışma sonuçları arasındaki farkın bu uyarlamalardan kaynaklandığı düşünülmektedir.

Tuğla iç yapısının (poroz yapı, boşluk oranı, boşlukların yüzey alanı gibi) tam olarak bilinmemesi ve buharlaşmanın tuğla yüzeyleri üzerinden hesaplanıp tuğla hacmine tanımlanması sebebiyle deney ve sayısal çalışma sonuçları arasında farklar beklenmektedir.

Eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözülmesi çalışmaları kapsamında geliştirilen kapalı akışlı kabin modeli ile yapılan sayısal çalışmaların sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırıldığında, modelin doğrulandığı görülmektedir. Tuğla merkez sıcaklığı ve kütle kaybı için sayısal çalışma ve deney sonuçları arasındaki fark, kabul edilebilir seviyededir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Amacı içinde nem kaynağı bulunan hacimlerde, eş zamanlı ısı ve kütle geçişi sayısal ve deneysel olarak incelenmesi olan bu tez çalışmasında ilk olarak, modelinin oluşturulması ve doğrulanması için açık akışlı kabin çalışmaları yapılmıştır. Açık akışlı kabin çalışmalarından sonra, çalışmalar, kapalı akışlı kabin üzerinden yürütülmüştür. Her iki sistem için de çalışmalar, deneysel ve sayısal olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır.

Deneysel çalışmalar kapsamında, ilk olarak, açık akışlı kabin hazırlanmıştır. Burada, kabinin içerisine ısıtılmış hava gönderilmiş ve içine su emdirilmiş tuğla yerleştirilerek tuğlanın kuruma süreci takip edilmiştir. Kabinden olan hava çıkışı, kabin üst duvarında yer alan bir açıklık yardımıyla olmaktadır. Havanın kabine giriş ve çıkış hızları ölçülmüş ve kabin içi havanın ve tuğlanın sıcaklık değişimi kaydedilmiştir. Tuğladan olan nem kaybının ifade edilebilmesi için deney süresi boyunca tuğlanın kütle değişimi kaydedilmiştir. Kapalı akışlı kabin deney çalışmalarında ise, ısıtılan nemli havayı sirküle eden bir fan bulunmaktadır. Bu fan, kabin içindeki havayı emmekte, etrafında yer alan sarmal ısıtıcı ile ısıtmaktadır. Isıtılan hava, yine levha üzerinde bulunan basma deliklerinden kabin içine geri gönderilmektedir. Kabin içi nemli havanın bir kısmı, kabin üst duvarında bulunan bacaya bağlı eksenel bir fan ile dış ortama tahliye edilmektedir. Kabin içi ısı ve kütle hareketlerinin havalandırma ile ilişkisinin parametrik olarak ortaya konması amacıyla üç farklı baca çapı denenmiştir. Kabin içine taze hava girişi, kabin ön duvarının alt kısmındaki bir açıklıktan olmaktadır. Her iki durum için, modelleme çalışmalarında sınır koşulu olarak kullanılacak değerler, deneysel olarak tespit edilmiştir.

İçinde nem kaynağı olan kabinlerde ısı ve kütle geçişinin eş zamanlı olarak çözülmesi çalışmaları kapsamında, öncelikle açık akışlı kabinin modeli oluşturulmuştur. Sayısal çalışmalar ticari FLUENT® yazılımında yürütülmüştür. Temel momentum, enerji ve kütle geçişi denklemlerinin çözüldüğü bu yazılımda tuğladaki suyun buharlaşmasının da çözüme dahil edilebilmesi için modüller (KTTF) eklenmiştir. Bu modüllerde tuğladaki suyun buharlaşmasını içeren yürütücü denklemler yer almış ve FLUENT® yazılımına kaynak terimi olarak eklenmişlerdir. Böylece, hem tuğla, hem de kabin içi hava için ısı ve kütle geçişi eş zamanlı olarak çözülmüştür. Modelleme ve sayısal çalışmalar, daha sonra, kapalı akışlı kabin

üzerinde yürütülmüştür. Açık akışlı kabin çalışmaları kapsamında oluşturulan kütle geçişi modeli, kapalı akışlı kabine de uygulanmış ve bu durum için de hem tuğla, hem de kabin içi hava için ısı ve kütle geçişi eş zamanlı olarak çözülmüştür.

Yapılan bu doktora tez çalışması dahilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- i) İçinde poroz bir nem kaynağı olan açık ve kapalı akışlı kabinde eş zamanlı ısı ve kütle geçişi modellenmiştir.
- ii) Oluşturulan KTTF'ler yardımıyla FLUENT® ile çözülemeyen buharlaşmanın modele dahil edilmiştir.
- iii) İçinde nem kaynağı bulunan açık ve kapalı akışlı kabinde, tuğlanın zamana bağlı sıcaklık değişimi ve kütle kaybı deneysel ve sayısal olarak elde edilmiştir.
- iv) Isı ve kütle geçişinin modellenmesi aşamasında, tuğla için farklı sınır şartı ("interior", "porous jump", "wall") çeşitleri uygulanarak, bunların ısı ve kütle geçişi üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Deneyler ile en uyumlu sonuçlar "interior" sınır şartı ile elde edilmiştir.
- v) Deneylerde kullanılan poroz yapıdaki tuğlanın modellenmesi için viskoz direnç değeri $3,33 \times 10^{-11} \text{ m}^{-2}$ ve atalet direnci 50 m^{-1} olarak bulunmuştur.
- vi) Tuğla için geçirgenlik değeri $\Gamma=4,6 \text{ ng/smPa}$, "surface per unit volume" değeri ise $\text{spv}=8 \times 10^3 \text{ cm}^{-1}$ olarak bulunmuştur.
- vii) Kütle geçişi modelleme çalışmasında kullanılan bazı katsayıların farklı değerleri için sayısal çalışmalar yinelenerek bu değerlerdeki değişimin sayısal çalışma sonuçları üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Sayısal çalışma ve deney sonuçları karşılaştırıldığında, tuğladaki suyun buharlaşması hesaplanırken kullanılan β_t katsayısı için en uygun değer açık akışlı kabin için (dörtte bir tuğla) $1,15 \times 10^{-7}$, kapalı akışlı kabin için (tam tuğla) $7,5 \times 10^{-9}$ olarak belirlenmiştir.
- viii) Tuğladan buharlaşan suyun sebep olduğu enerji kaybı hesaplanırken farklı düzeltme katsayısı değerleri için sayısal çalışmalar tekrarlanmış ve deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında en uygun düzeltme katsayısı değeri açık akışlı kabin için (dörtte bir tuğla) 0,025, kapalı akışlı kabin için (tam tuğla) 0,1 olarak belirlenmiştir.
- ix) Farklı türbülans modelleri için yapılan sayısal çalışmalarda bu modeller, iterasyon sayısı, artık değerleri ve çözülen değişkenler göz önünde

bulundurularak karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre; sayısal çalışmaların yürütülmesi için optimum türbülans modeli "realizable k- ϵ " türbülans modelidir.

- x) Açık ve kapalı akışlı kabin deneyleri ve hazırlanan model ile yapılan sayısal çalışmalar sonuçları, tuğla merkez sıcaklığı ve kütle kaybı için karşılaştırılmış ve modelin doğrulandığı görülmüştür. Bu model ile, kapalı akışlı kabinde farklı baca çapları için (farklı hızlar) eş zamanlı ısı ve kütle geçişi irdelenmiş ve model deneylerle doğrulanmıştır.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olacağı düşünülmektedir:

- i) Modelleme ve sayısal çalışmalarda içinde kimyasal reaksiyon gerçekleşmeyen ve hacmi değişmeyen tuğla kullanılmıştır. Çoğu pişirme prosesinde kimyasal reaksiyonların ve hacim değişimlerinin gerçekleşmesi sebebiyle modelleme çalışmalarında bunların da dikkate alınması faydalı olacaktır.
- ii) Tuğlanın poroz yapısını ifade eden direnç değerleri yaklaşık olarak literatürden bulunmuş ve sayısal çalışma sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılarak nihai değerleri belirlenmiştir. Bu değerlerin deneysel olarak belirlenmesi ile gerçek durum ile daha uyumlu sayısal çalışma sonuçları elde edilebilecektir.
- iii) Büyük hacimde havalandırma sistemine ait parametrelerden baca konumunun, farklı havalandırma tipleri için eş zamanlı ısı ve kütle geçişinin çözülmesi yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Abraham J. P., Sparrow E. M.** 2001. Experiments on discretely heated, vented/unvented enclosures for various radiation surface characteristics of the thermal load, enclosure temperature sensor, and enclosure walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 2255–2263
- [2] **Sparrow E. M., Abraham J. P.** 2002. Heat transfer coefficients and other performance parameters for variously positioned and supported thermal loads in ovens with/without water-filled or empty blockages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 3597–3607
- [3] **Mistry H., Ganapathi-subbu, Dey S., Bishnoi P., Castillo J. L.** 2006. Modeling of transient natural convection heat transfer in electric ovens, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 2448–2456
- [4] **Chen H., Marks B.P., Murphy R.Y.** 1999. Modeling coupled heat and mass transfer for convection cooking of chicken patties, *Journal of Food Engineering*, **42**, 139-146
- [5] **Thorvaldsson K., Skjöldebrand C.** 1998. Water Diffusion in Bread During Baking, *Food Sci. Technol-Lebensm Wiss*, **31**, 658-663
- [6] **Thorvaldsson K., Janestad H.** 1999. A model for simultaneous heat, water and vapour diffusion, *Journal of Food Engineering*, **40**, 167-172
- [7] **Lostie M., Peczalski R., Andrieu J., & Laurent M.** 2002. Study of sponge cake batter baking process. Part I: Experimental Data, *Journal of Food Engineering*, **51**, 131-137
- [8] **Lostie M., Peczalski R., Andrieu J., & Laurent M.** 2002. Study of sponge cake batter baking process. II. Modeling and parameter estimation, *Journal of Food Engineering*, **55**, 349-357
- [9] **Kayacier A., Singh R.** 2004. Application of effective diffusivity approach for the moisture content prediction of tortilla chips during baking, *Food Sci. Technol-Lebensm Wiss*, **37**, 275-281
- [10] **Shilton N., Mallikarjunan P., Sheridan P.** 2002. Modeling of heat transfer and evaporative mass losses during the cooking of beef patties using far-infrared radiation, *Journal of Food Engineering*, **55**, 217-222
- [11] **Pham Q. T., Trujillo F. J., Wiangkaew C.** 2007. Drying modeling and water diffusivity in beef meat, *Journal of Food Engineering*, **78**, 74-85
- [12] **Facao Jorge, Armando Oliveira.** 2008. Heat and Mass Transfer in an Indirect Contact Cooling Tower: CFD Simulation and Experiment, *Numerical Heat and Mass Transfer*, **54**, 933-944
- [13] **Neale A., Derome D., Blocken B., Carmeliet J.** Coupled simulation of vapour flow between air and a porous material, *Proceedings of Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Whole Buildings X Conference*, 11-18, December 2-7, Clearwater Beach, FL, U.S.A.

- [14] **Lan H., Armaly B.F., Drallmeier J.A.** 2009. Three-dimensional simulation of turbulent forced convection in a duct with backward-facing step, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 1690–1700.
- [15] **Mirade P. S., Le Page J. F., Chevarin C., Kondjoyan A., & Daudin J. D.** 2009. Development of an approximate empirical-CFD model estimating coupled heat and water transfers of stacked food products placed in airflow, *Journal of Food Engineering*, **92**, 208-216.
- [16] Url-1 <<http://www.sunon.com/>>, alındığı tarih 29.06.2010.
- [17] **BSI**, 2002, EN 50304: Electric Ovens for Household Use, Methods for Measuring Energy Consumption.
- [18] Url-2 <http://www.skamol.com/>, alındığı tarih 14.02.2010.
- [19] **Genceli F. Osman**, 2008. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [20] **American Society of Mechanical Engineers**, 2006. Test Uncertainty.
- [21] **ISO/IEC** Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, 1995.
- [22] Url-3 <<http://tr.mt.com/tr/en/home.html>>, alındığı tarih 14.02.2010.
- [23] **White, F.M.**, 1991. Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, Boston.
- [24] **Bird, R.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N.** 2007. Transport Phenomena, John Wiley & Sons, New York.
- [25] GAMBIT 2.3 User's Guide.
- [26] **Incropera, F.P. and DeWitt, D.P.** 2002. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New Jersey.
- [27] **Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A.** 2005. Thermodynamics - an Engineering Approach. McGraw-Hill.
- [28] FLUENT 2005. FLUENT 6.2 user's guide. Lebanon, New Hampshire, USA: Fluent Inc.
- [29] **ASHRAE** 2005. ASHRAE handbook fundamentals (I-P ed., pp. 23.14). Atlanta, Georgia, USA.
- [30] **Niled D., Bejan A.** 2006. Convection in Porous Media, Springer-Verlag, New York.
- [31] Url-4 <<http://www.furness-controls.com/>>, alındığı tarih 30.03.2011.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: S. Aslı Kayıhan

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara, 06/02/1979

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği

