

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KANAL İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mutlu İPEK**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**AĞUSTOS 2015**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KANAL İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mutlu İPEK  
(503131145)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacıoğlu**

**AĞUSTOS 2015**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131145 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mutlu İPEK**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**KANAL İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Yrd. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacıoğlu**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Mustafa Özdemir**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Emre Alpman**  
Marmara Üniversitesi

**Teslim Tarihi :** **25 Ağustos 2015**  
**Savunma Tarihi :** **31 Ağustos 2015**



*Aileme ve arkadaşlarıma,*



## ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi bana katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacioğlu'na en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için gerekli imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cem Kural, Sn. Dr. Faruk Bayraktar ve Akışkanlar Dinamiği Teknolojileri Aile Lideri Sn. Dr. Levent Akdağ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımda bana her zaman destek olan, bilgi ve tecrübelerini esirgemedi paylaşılan ve tez çalışmalarım sırasında bana daima yol gösteren Sn. Vasi Kadir Ertiş'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımda deney düzeneğinin kurulması ve deneysel çalışmalarda bütün aşamalarda desteğini benden esirgemeyen Sn. Gökhan Sır'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında bana destek veren Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği laboratuvarlarında deney düzeneğinin kurulmasında ve deneysel çalışmalarda verdikleri teknik destekten dolayı, Sn. Erkan Baştan, Sn. Aykut Sinekoğlu, Sn. Özcan Hatipoğlu, Sn. Ümit Pehlivan ve tüm Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği ve Temizleme Teknolojileri Ailesi teknisyenlerine teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında bana hep destek olan ve yardımını esirgemeyen Sn. Sultan Görmek'e teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, içine girdiğim her zorluğun altından kalkmamda bana güç veren, aileme en derin duygularıyla teşekkürlerimi sunarım.

Ağustos 2015

Mutlu İPEK  
Makine Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>xvii</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xix</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Yoğuşma Sistemleri .....	1
1.1.1 İklimlendirme .....	1
1.1.2 Bağıl Nem ve Mutlak Nem .....	2
1.1.2.1 Bağıl Nem ve Mutlak Nem .....	4
1.1.3 Nemli Havanın Soğutulması .....	6
1.2 Direkt Temaslı Yoğuşma .....	7
1.3 İndirekt Temaslı Yoğuşma .....	8
1.4 Tezin Amacı .....	10
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>11</b>
<b>3. YOĞUŞMANIN FİZİKSEL TANIMI</b> .....	<b>23</b>
3.1 Düşey Bir Levha Üzerinde Laminer Film Yoğuşması.....	25
3.2 Yatay Borular İçin Film Yoğuşması .....	26
3.3 Damlacık Yoğuşması .....	27
3.4 Çok Fazlı Akış Modelleme Yaklaşımları.....	27
3.5 Eulerian Çok Fazlı Akış Modeli (Multiphase- Eulerian).....	27
3.5.1 Hacimsel Oran Denklemi .....	28
3.5.2 Korunum Denklemleri .....	28
3.5.2.1 Kütle korunumu denklemi .....	28
3.5.2.2 Momentumun korunumu denklemi.....	29
3.5.2.3 Fazlar arası momentum geçiş katsayıları .....	30
3.5.2.4 Yoğuşmalı akışların modellenmesinde kullanılan sürüklenme katsayısı modelleri .....	30
3.5.2.5 Yoğuşmalı akışlarda fazlar arası yüzey gerilme kuvvetinin modellenmesi .....	32
3.5.2.6 Enerjinin korunumu denklemi .....	33
3.5.2.7 Fazlar arası ısı geçiş katsayıları.....	33
3.6 Çok Fazlı Akışlarda Kütle Transferi .....	34
3.6.1 Kütle Denklemi .....	35
3.6.2 Momentum Denklemi .....	35
3.6.3 Enerji Denklemi .....	35
3.6.4 Buharlaşma- Yoğuşma Modeli .....	36
3.7 Türbülansın Genel Modellenmesi .....	37

3.7.1	İstatiksel yöntem .....	37
3.7.2	İki denklemlı modeller .....	39
3.7.2.1	Standart k-ε türbülans modeli.....	40
3.7.2.2	RNG k-ε türbülans modeli .....	40
3.7.2.3	Realizable k-ε türbülans modeli .....	41
3.7.2.4	Çok fazlı akış modellemesinde türbülans modellerinin uygulanması .....	43
<b>4.</b>	<b>DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....</b>	<b>45</b>
4.1	Rüzgar Tüneli Test Düzeneği ve Debi Ölçümleri .....	46
4.2	Kurutma Deneyi Test Düzeneği .....	48
4.3	Deney Sonuçları .....	51
4.3.1	Yoğuşturucu Proses Tarafı Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçüm Sonuçları ...	52
4.3.2	Yoğuşturucu Soğutma Tarafı Sıcaklık Ölçüm Sonuçları .....	54
4.4	DeneySEL Verilerin Standart Sapması.....	55
<b>5.</b>	<b>YOĞUŞTURUCU KANALI İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ .....</b>	<b>57</b>
5.1	Sonlu Hacimler Yöntemi.....	57
5.2	Basınç Esaslı Çözüm Algoritması.....	58
5.3	Kanal İçinde Yoğuşmanın Sayısal Modellenmesi için Oluşturulan Çözüm Ağı.....	58
5.3.1	Çözüm Ağı Eleman Sayısı Bağımsızlığı .....	59
5.4	Oluşturulan Çözüm Ağı İçin Sınır Koşulları.....	61
5.5	Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri .....	62
5.6	Kanal İçinde Yoğuşmanın Sayısal Çözümleme Metodu.....	66
5.7	HAD Analizleri ve Analiz Sonuçlarının DeneySEL Sonuçlarla Karşılaştırılması.....	67
5.8	Parametrik Çalışma .....	71
5.8.1	Hava Debisinin Etkisinin İncelenmesi .....	72
5.8.2	Kanal Et Kalınlığının Etkisinin İncelenmesi.....	73
5.8.3	Farklı Türbülans Modellerinin Etkisinin İncelenmesi .....	74
<b>6.</b>	<b>SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER .....</b>	<b>77</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>		<b>79</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>		<b>81</b>

## **KISALTMALAR**

<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>VTS</b>	: Veri Toplama Sistemi
<b>VEE</b>	: Visual Engineering Environment
<b>UDF</b>	: User Defined Functions
<b>RANS</b>	: Reynolds Averaged Navier Stokes



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 4.1 Deneysel verilere ait ortalama ve standart sapma değerleri .....	56
Çizelge 5.1 Havanın termodinamik özellikleri. ....	64
Çizelge 5.2 Su buharının termodinamik özellikleri. ....	65
Çizelge 5.3 Su buharının termodinamik özellikleri. ....	65
Çizelge 5.4 Kuru hava ve su buharının alan ortalama yoğunluk değerleri.....	71
Çizelge 5.5 Farklı türbülans modellerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması. ....	75



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1	Atmosferik basınçtaki hava için oluşturulmuş psikometrik diyagram .....	5
Şekil 1.2	Psikometrik diyagramın şematik gösterimi .....	5
Şekil 1.3	Nemli avanın soğutulması. ....	6
Şekil 1.4	Su soğutmalı nem alma sistemine sahip makine .....	8
Şekil 1.5	Direkt temaslı yoğuşma, (a) paralel akışlı sistem (b) ters akışlı sistem.....	8
Şekil 1.6	Hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip (indirekt temaslı) kurutma sistemi....	9
Şekil 1.7	Isı Pompalı nem alma sistemine sahip kurutucu.....	10
Şekil 2.1	(a) Rüzgar tüneli test düzeneği, (b) sıcaklık sensörleri.....	12
Şekil 2.2	(a) Sayısal model için oluşturulan akış hacmi (b) sayısal model için oluşturulan çözüm ağı. ....	13
Şekil 2.3	Çözüm ağı (a) 360000 eleman sayısı (b) 1018725 eleman sayısı (c) 2880000 eleman sayısı. ....	13
Şekil 2.4	Deneysel sonuçlarla HAD analizlerini karşılaştırılması (a-c) kuru termometre sıcaklığı (d-f) yaş termometre sıcaklığı (g-h) özgül entalpi. ....	14
Şekil 2.5	Türbülans modellerinin HAD analizlerine etkisi (a) kuru termometre sıcaklığı (b) yaş termometre sıcaklığı (c) özgül entalpi. ....	15
Şekil 2.6	Sayısal çözüm ağı. ....	15
Şekil 2.7	Boru boyunca su buharı kütle kesri değişimi. ....	17
Şekil 2.8	Duvarlardaki ısı akısı değişimi. ....	18
Şekil 2.9	Deneylerde kullanılan ısı değiştirici. ....	18
Şekil 2.10	Rüzgar tüneli test düzeneği.....	20
Şekil 2.11	Hava hızının soğumaya etkisi, (a) 1m/s (b) 2 m/s (c) 3m/s.....	21
Şekil 2.12	Kütle transfer katsayılarının Reynolds sayısına bağlı olarak karşılaştırılması. ....	21
Şekil 3.1	Yoğuşmanın türleri, (a) film. (b) bir yüzey üzerinde damlacık yoğuşması (c) genişleme ile basınç artışı sonucunda düzgün dağılımlı yoğuşma veya sis oluşumu (d) doğrudan temaslı yoğuşma. ....	23
Şekil 3.2	Bir düşey yüzey üzerinde yoğuşma, (a) damlacık (b) film.....	24
Şekil 3.3	Bir düşey yüzey üzerinde film yoğuşması ile ilgili sınır tabaka etkileri. ...	25
Şekil 3.4	Yatay bir boru içerisindeki film yoğuşması, (a) düşük buhar hızları için sıvı akışının radyal kesiti (b) yüksek buhar hızları için sıvı akışının eksenel kesiti. ....	26
Şekil 4.1	Hava soğutmalı yoğuşturucu proses pasları. (a) Proses pasları orjinal hali. (b) Pasların kapatılmış hali.....	45
Şekil 4.2	Hava soğutmalı yoğuşturucunun soğutma pasları, (a) Soğutma pasları orjinal hali. (b) Pasların kapatılmış hali .....	46
Şekil 4.3	AMCA 210- 07 Standartlarına göre hazırlanmış rüzgar tüneli .....	47
Şekil 4.4	Deneylerde kullanılan kurutucunun genel görünümü ve hava soğutmalı yoğuşturucunun yeri.....	47
Şekil 4.5	Kurutucunun üfleme ağzının rüzgar tüneline bağlanması .....	48

Şekil 4.6 (a) Rüzgar tüneline bağlı basınç ve debi değerlerini toplayan bilgisayar (b) rüzgar tüneline bağlı manometreler.....	48
Şekil 4.7 Yoğuşturucunun proses tarafı giriş ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri ve nem sensörleri .....	49
Şekil 4.8 Yoğuşturucunun soğutma tarafı ve proses tarafı çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri .....	49
Şekil 4.9 Deney düzeneğinde kullanılan güç analizörü. ....	50
Şekil 4.10 Kurutma deney düzeneğinde kullanılan bilgisayar ve Agilent VEE programının arayüzü. ....	50
Şekil 4.11 Deney düzeneğinde kullanılan VTS. ....	50
Şekil 4.12 Yoğuşan su miktarının zamanla değişimi .....	51
Şekil 4.13 Yoğuşturucu proses tarafı giriş sıcaklığının zamanla değişimi .....	52
Şekil 4.14 Yoğuşturucu proses tarafı giriş bağlı neminin zamanla değişimi .....	53
Şekil 4.15 Yoğuşturucu proses tarafı çıkış sıcaklığının zamanla değişimi .....	54
Şekil 4.16 Yoğuşturucu soğutma tarafı çıkış sıcaklığının zamanla değişimi .....	54
Şekil 5.1 Sayısal modellemede kullanılan kanal geometrisi .....	59
Şekil 5.2 Kanalın orta noktasına atılan çizgi.....	59
Şekil 5.3 Çözüm ağı eleman sayısı bağımsızlığı.....	60
Şekil 5.4 Oluşturulan çözüm ağının görüntüsü .....	60
Şekil 5.5 Duvar kenarlarındaki çözüm ağı yapısı .....	61
Şekil 5.6 Kuru havanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi .....	63
Şekil 5.7 Su buharı yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi .....	63
Şekil 5.8 Kanalın orta kısmındaki yatay düzlem boyunca hava sıcaklığının değişimi. ....	67
Şekil 5.9 Kanal çıkışındaki düzlemde hava sıcaklığının dağılımı .....	68
Şekil 5.10 (a) Kuru havanın kanalın ortasındaki dikey düzlem boyunca yoğunluk değişimi (b) kuru havanın kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı .....	69
Şekil 5.11 (a) Su buharının kanalın ortasındaki dikey düzlem boyunca yoğunluk değişimi, (b) Kuru havanın kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı .....	70
Şekil 5.12 Hava debisinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına etkisi. ....	72
Şekil 5.13 Yoğuşan su miktarının Reynold sayısı ile değişimi.....	73
Şekil 5.14 Kanal et kalınlığının kararlı rejimde yoğuşan su miktarına etkisi. ....	74

# KANAL İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ

## ÖZET

Yoğuşma olayına birçok mühendislik probleminde rastlanabilir. Özellikle tekstil, gıda ve kağıt sektörlerinde kurutma prosesi içerisinde karşılaşmak mümkündür. Bunun dışında; iklimlendirme sistemlerinde, endüstriyel kurutucularda ve ev tipi çamaşır kurutma makinelerinde yoğuşma olayı kapalı çevrimin önemli bir parçasıdır. Kapalı çevrim kurutma sistemlerinde, kurutulacak nesneden çekilen nemli havanın öncelikle yoğuşturulması gerekir. Bu yüzden yoğuşma olayı sistem performansı üzerinde doğrudan etkilidir.

Kanal içinde nemli havanın yoğuşmasının sayısal olarak çözümlenmesinde sonlu hacimler yöntemiyle çözümlene yapan FLUENT 14.5 adlı HAD kodu kullanılmıştır. Karalı rejimde çözüm yapılmıştır. Yoğuşmalı akışın modellenmesinde FLUENT 14.5 kodu içerisinde yer alan buharlaşma- yoğuşma modeli seçilmiştir.

Çok fazlı akışın modellenmesinde, FLUENT 14.5 kodu içerisinde bulunan Eulerian çok fazlı akış modeli tercih edilmiştir. Eulerian çok fazlı akış modelinde momentum korunum denklemleri her bir faz için ayrı ayrı çözümlenmektedir. Kanal içerisindeki akışa ait türbülans etkileri  $k-\epsilon$  türbülans modelleri ile incelenmiştir. Sayısal çözümlemenin uzunluğu göz önüne alınarak, türbülans transport denklemleri fazlar için ayrı ayrı çözdürülmek yerine, fazlar için ortak olarak çözdürülmüştür. Ayrıca, her bir çözüm ağı elemanında fazların hacimsel oranlarının hesaplanmasına yönelik hacimsel oran denklemi çözümlenmiştir. Böylece bir adet süreklilik denklemi, altı adet momentum denklemi, bir adet enerji denklemi, iki adet türbülans transport denklemi ve bir adet hacimsel oran denklemi olmak üzere her bir iterasyon için toplam on bir adet denklem sistemi çözümlenmiştir.

Kanal içinde yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde, fazlar arası momentum transferi etkilerinden sürüklenme kuvveti incelenmiştir. Sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann (1937) tarafından önerilen sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan  $70^{\circ}\text{C}$ 'deki değeri;  $0,064 \text{ N/m}$  yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen model kullanılmıştır.

Tez çalışmasında tek paslı hava yoğuşturmalı yoğuşturucuya sahip kurutucu ile deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel karalı rejimde yoğuşma hızı ve kanal çıkışında proses havasının ortalama sıcaklığı elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar HAD analizleri ile karşılaştırılmıştır.

HAD analizlerinde nemli hava yoğuşturucu kanalına  $72^{\circ}\text{C}$  ( $345,15 \text{ K}$ ) ve % 85 bağıl nemde girmektedir. Bu değerler havanın ve su buharının kanala giriş kütlelerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Yoğuşturucu kanalı dışında yalnızca taşınım ile ısı geçişi olduğu kabul edilmiştir. Kanal çevresindeki havanın sıcaklığı ve ısı taşınım

katsayısı deney sonuçları kullanılarak hesaplanmıştır. Modelde kullanılan ısı taşınım katsayısı  $U = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$  ve hava sıcaklığı  $34 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $307,15$ )'dir.

Sonuç olarak, HAD analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında değerlerin önemli ölçüde benzerlik gösterdiği belirlenmiştir. HAD analizleri sonucunda yoğuşturucu kanalında kararlı rejimde yoğuşan su miktarının  $0,455 \text{ g/s}$  olduğu hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalarda ise kararlı rejimde yoğuşan su miktarının  $0,5 \text{ g/s}$  olduğu tespit edilmiştir. HAD analizleri ile deneysel sonuçlar arasında % 9'luk bir sapma bulunmaktadır. Bu sapma yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kabul edilebilir bir değerdir. HAD analizlerine göre kanal çıkışındaki alan ortalama sıcaklık değeri  $338,3 \text{ K}$  ( $65,15 \text{ }^\circ\text{C}$ )'dir. Deneysel sonuçlarda ise kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri  $339,45 \text{ K}$  ( $66,3^\circ\text{C}$ ) olarak ölçülmüştür. Sayısal modelde kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri % 1,74 sapma ile elde edilmiştir.

Parametrik çalışma kapsamında; kanal girişindeki hava hızının, kanal et kalınlığının ve türbülans modelinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına etkileri ilk HAD analizi sonucu ile karşılaştırılmıştır.

Parametrik çalışmaların sonucunda, hava debisinin artışının belli bir noktadan sonra yoğuşan su miktarına etkisi azalmıştır. Kanal et kalınlığının artmasıyla birlikte kararlı rejimde yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarının az da olsa azaldığı görülmektedir. Farklı türbülans modellerinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışında alan ortalama sıcaklık değerine net bir etkisi görülmemiştir.

## NUMERICAL MODELLING OF CONDENSATION IN CHANNEL FLOW

### SUMMARY

Condensation phenomenon can be encountered in many engineering problems. Particularly, it is possible to experience the condensation in drying process of textile, food and paper industries. Moreover, condensation phenomenon plays an important role in closed cycle drying systems such as, industrial dryers and household type laundry dryers. Because, in closed cycle drying systems, humid air is condensed primarily. Since, condensation directly affects the system performance.

Numerical modelling of condensation in channel flow has been analyzed by FLUENT 14.5 which utilizes the finite volume method. Analyzes has been carried out in steady state conditions. The evaporation- condensation model which is available in multiphase models in FLUENT 14.5 code has been utilized in analyzes.

Multiphase Eulerian model which takes place in FLUENT 14.5 code has been used for numerical modelling of condensation in channel flow. In multiphase Eulerian model, conservation equations have been resolved for each phase individually. The Eulerian multiphase model in ANSYS Fluent allows for the modeling of multiple separate, yet interacting phases. The phases can be liquids, gases, or solids in nearly any combination. With the Eulerian multiphase model, the number of secondary phases is limited only by memory requirements and convergence behavior. Any number of secondary phases can be modeled, provided that sufficient memory is available. For complex multiphase flows, however, you may find that your solution is limited by convergence behavior. ANSYS Fluent's Eulerian multiphase model does not distinguish between fluid-fluid and fluid-solid (granular) multiphase flows. A granular flow is simply one that involves at least one phase that has been designated as a granular phase. The ANSYS Fluent solution is based on the following: A single pressure is shared by all phases. Momentum and continuity equations are solved for each phase. The following parameters are available for granular phases: Granular temperature (solids fluctuating energy) can be calculated for each solid phase. You can select either an algebraic formulation, a constant, a user-defined function, or a partial differential equation. Solid-phase shear and bulk viscosities are obtained by applying kinetic theory to granular flows. Frictional viscosity for modeling granular flow is also available. You can select appropriate models and userdefined functions for all properties. Several interphase drag coefficient functions are available, which are appropriate for various types of multiphase regimes.

ANSYS Fluent uses one of two models for interphase mass transfer through evaporation-condensation depending on the multiphase and interfacial heat transfer models being used. In most cases the Lee model is used. The single exception is in the case that the Eulerian multiphase model is used in conjunction with the two resistance model for interfacial heat transfer, in which case the Thermal Phase Change model is used.

Generally, the analysis of gas–liquid flows is complicated considerably by the two phases that co-exist simultaneously in the fluid flow which often exhibit significant relative motion and heat transfer across the interfaces separating them. At these phase boundaries, the exchanges of mass, momentum and energy occur in a dynamic fashion. One adopted approach to resolve such flows is the customary two-fluid formulation based on the inter-penetrating media framework; each phase is present at every point, with a given frequency or probability, which happens to be the local void fraction or volume fraction of the gas phase. In the inter-penetrating media approach, the inter-phase exchanges of mass, momentum and energy are modelled as an inter-phase interaction term acting on each phase. For the general case of a two-fluid model, the exchanges taking place at the interfaces between the three phases are explicitly taken into consideration. In this sense, we can write three sets of conservations (one conservation equation for mass, momentum and energy of the gas phase as well as liquid phase) in terms of phase-averaged properties. The dynamics of the interaction between the three phases are fully described by constitutive equations governing the inter-phase mass, momentum and energy exchanges.

Interfacial momentum transfer is rather crucial to the modelling of gas–liquid flows. Considered as sources or sinks in the momentum equations, this interfacial force density generally contains the force due to viscous drag as well as the effects of lateral lift, wall lubrication, virtual mass and turbulent dispersion, which are lumped together as non-drag forces. These interfacial force densities strongly govern the distribution of the gas and liquid phases within the flow volume. In the case of dispersed flows, the interfacial drag force is a result of the shear and form drag of the fluid flow. For gas–liquid flows, non-drag forces have a profound influence on the flow characteristics, especially in dispersed flows. Bubbles rising in a liquid are subjected to a lateral lift force due to horizontal velocity gradient. In contrast to the lateral lift force, wall lubrication force constitutes another lateral force due to surface tension which is formed to prevent bubbles from attaching on the solid wall. This results in a low void fraction at the vicinity of the wall area. The virtual mass or added mass force arises because acceleration of the gas bubble requires acceleration of the fluid. It is generally taken to be proportional to the relative phase acceleration. Turbulent dispersion force is taken as a function of turbulent kinetic energy in the continuous phase and gradient of the volume fraction. Moreover, inter-phase energy transfer plays an important role for modelling boiling flows. There are different models related with inter-phase momentum and heat transfer suggested by several researchers.

In computational fluid dynamic (CFD) analysis, interfacial momentum transfer is rather crucial to the modelling of condensation in channel flow. Interfacial drag force which is an interfacial momentum transfer effect has been investigated. Schiller ve Naumann drag force model has been applied as interfacial drag model. Ranz Marshall heat transfer correlation has been used as heat transfer model.

In this thesis, experimental studies have been carried out with a one channeled condenser dryer. In experiments, the condensation rate of humid air and the area averaged temperature at the end of the channel in steady state conditions have been obtained. Subsequently, experimental results have been compared with CFD analysis results.

In the experiments, laundry dryer which has one process and two cooling channels condenser has been used. Experimental works have been conducted in Arçelik A.Ş.

laboratories. First of all, wind tunnel experiments have been carried out in order to determine the flow rate of laundry dryer. Process and cooling air flow rates have been obtained respectively. Moreover, the value of process air flow rate is 17 l/s and the value of cooling air flow rate is 11,5 l/s. These values are significant for obtaining the condensation rate in condenser channel. Besides wind tunnel experiments, drying experiments have been conducted so as to determine the temperature distribution and condensation rate in condenser channel. In drying experiments several thermocouples have been placed at inlet and outlet of condenser channel. Moreover, relative humidity sensors have been placed at inlet and outlet of the condenser channel. During experiments, temperature and relative humidity data of condenser channel have been obtained. Furthermore, experimental data have been used for calculating the condensation rate in condenser channel. According to experimental data, humid air (process air) enters the condenser channel at 72 °C and % 85 relative humidity. Meanwhile, humid process air leaves the condenser channel at 66 °C. And % 100 relative humidity. Under these circumstances, condensation rate in condenser channel have been calculated using the programme Psychrom which is an add-in programme in Microsoft excel. Condensation rate with respect to time of experiment has been plotted for 5000 second. Between 2000th and 4000th seconds condensation rate becomes steady state. Therefore, steady state condensation rate has been obtained as 0,5 g/s.

In CFD analysis, fluid domain has been created in ANSYS geometry. Fluid domain refers to condenser channel which has a shape of rectangular prism. The dimensions of fluid domain are; width: 180mm, length: 280mm, thickness: 8mm. Structured grid has been created in ANSYS meshing for fluid domain of condenser channel. There is approximately 600000 hexahedral elements in fluid domain. Inlet temperature of humid air is 345,15 K and pressure of the system is 1 atm. Humid air enters the condenser channel with a velocity of 26.6 m/s. The relative humidity of humid air is % 85. Under these conditions, the saturation temperature of humid air is 341,35 K. Convection is applied around condenser channel. Heat transfer coefficient of convection is calculated by using experimental data as  $U = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Moreover, turbulence effect in channel flow has been modelled by  $k-\epsilon$  turbulence models. Considering the solution time of analyzes, turbulence transport equations have been resolved commonly for all phases. Besides these equations, volume fraction equation has been resolved for each phase in all iterations.

As a result, experimental results have a good agreement with CFD analysis results substantially. There is a % 9 deviation between CFD analysis and experimental results in steady state condensation rate of condenser channel. Moreover, the average temperature at the end of the condenser channel has been obtained by CFD analysis with % 1,74 deviation compared to experimental results.

Effects of different parameters on condensation rate in channel have been investigated. These parameters are air flow rate and channel thickness. Moreover, effect of turbulence models used in the modelling has been research by using different RANS turbulence models.

As consequences of parametric works, the increasing air flow rate diminishes the condensation rate in channel. However, the air flow effect on condensation rate weakens after a certain value. Moreover, the increasing channel thickness decreases the condensation rate slightly. Furthermore, different turbulence models do not affect the condensation rate and the average temperature at the end of the channel significantly.

## 1. GİRİŞ

Yoğuşma olayı; nemli havanın içerisindeki su buharının, doyma noktasında sıvı fazına geçmesi olarak tanımlanır. Yoğuşma ekzotermik bir reksiyondur. Yoğuşma sırasında nemli havadan ortama ısı verilir.

Yoğuşma olayında en önemli parametre bağıl nemdir. Bağıl nem; havanın bünyesinde su buharı halinde tuttuğu mutlak nemin, bulunduğu sıcaklık ve basınç koşullarında tutabildiği azami su miktarına olan oranıdır. Bağıl nem % ile gösterilir. Bağıl nemin %100 olması, havanın artık suyla doyurulmuş olması demektir ve yoğuşma olayı gerçekleşir.

Yoğuşma olayına birçok mühendislik probleminde rastlanabilir. Özellikle tekstil, gıda ve kağıt sektörlerinde kurutma prosesi içerisinde karşılaşmak mümkündür. Bunun dışında; iklimlendirme sistemlerinde, endüstriyel kurutucularda ve ev tipi çamaşır kurutma makinelerinde yoğuşma olayı kapalı çevrimin önemli bir parçasıdır. Kapalı çevrim kurutma sistemlerinde, kurutulacak nesneden çekilen nemli havanın öncelikle yoğuşturulması gerekir. Bu yüzden yoğuşma olayı sistem performansı üzerinde doğrudan etkilidir.

### 1.1 Yoğuşma Sistemleri

Yoğuşma türleri; en genel anlamda direkt temaslı ve indirekt temaslı yoğuşma sistemleri olarak ikiye ayrılır. Yoğuşma olayının iyi anlaşılması için iklimlendirme, mutlak nem, bağıl nem ve psikometrik diyagram kavramlarının iyi bilinmesi gerekir.

#### 1.1.1 İklimlendirme

İklimlendirme, nemli havanın termodinamik özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlarla ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır. Atmosferik havanın tamamen kuru değildir. İçerisinde su buharı bulunmaktadır. Bu nedenle psikrometri, atmosferik havanın incelenmesinde önemli bir rol almaktadır. Özellikle iklimlendirme hesaplamalarında atmosferik hava, içindeki su buharının varlığı

dikkate alınarak hesaplamalara dahil edilmektedir. Psikrometri, soğutma, iklimlendirme, nem alma ve nemlendirme sistemlerinin temelini oluşturmaktadır.

Nem alma ve iklimlendirme sistemlerinde, sıcaklık aralığı  $-10^{\circ}\text{C}$  ile  $50^{\circ}\text{C}$  arasında olmaktadır. Bu sıcaklık aralığında yapılan termodinamik hesaplamalarda hava, mükemmel gaz olarak kabul edilmektedir.  $50^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta, suyun doyma basıncı  $12,3\text{ kPa}$ 'dır. Bu değerden daha düşük basınçlarda, doymuş buhar halinde olsa bile su buharı çok az bir hatayla ( $\%0,2$ 'nin altında) ideal gaz olarak ele alınabilir. Bu durumda;

$$P_a v_a = RT \quad (1.1)$$

$$P_v v_v = RT \quad (1.2)$$

olmaktadır. Böylelikle atmosferik hava basıncı, kuru havanın ( $P_a$ ) ve su buharının ( $P_v$ ) kısmi basınçlarının toplamı olan, ideal bir gaz karışımı olarak incelenebilir.

$$P = P_a + P_v \quad (1.3)$$

Denklem 1.3'te ifade edilen denklemde  $P$  nemli havanın basıncını,  $P_a$  kuru havanın basıncını ve  $P_v$  su buharının kısmi basıncını ifade etmektedir. Su buharının kısmi basıncı, su buharının atmosferik hava sıcaklığı ve hacminde tek başına olması durumunda sahip olacağı basıncı göstermektedir.

### 1.1.2 Bağıl Nem ve Mutlak Nem

İklimlendirme ve nem alma problemlerinde, bağıl nem ve mutlak nem ifadeleri ile sıkça karşılaşmaktadır. Bu ifadelerin doğru olarak anlaşılması, çözülen iklimlendirme ve nem alma problemlerinin doğruluğu açısından önemlidir.

Özgül nem, birim kuru hava kütlelerinde bulunan su buharı kütlesi olarak tanımlanabilir. Bu ifade, denklem 1.4'te belirtildiği gibi yazılabilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (1.4)$$

Burada  $\omega$  özgül nemi,  $m_v$  nemli hava içerisindeki su buharı miktarını ve  $m_a$  kuru hava miktarı simgelemektedir.

Nemli hava içerisindeki kuru hava ve su buharı bileşenleri ideal gaz kabul edilip, denklem 1.4'teki ifadeler yeniden düzenlenirse,

$$\omega = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (1.5)$$

denklem 1.5 elde edilmektedir. Denklem 1.5 yeniden düzenlenir ve denklem 3.3'teki ifade dikkate alınırsa özgül nem ifadesi,

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (kg \text{ su buharı} / kg \text{ kuru hava}) \quad (1.6)$$

olarak yazılmaktadır.

Nemli havanın içerisinde bulunan su buharı miktarının ( $m_v$ ), aynı sıcaklıktaki havanın içerisinde bulunabilecek en çok su buharı miktarına ( $m_g$ ) oranı, bağıl nem olarak adlandırılır. Bağıl nem,  $\phi$  ile gösterilmekte ve denklem 3.7 ile ifade edilmektedir.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_g V / (R_v T)} = \frac{P_v}{P_g} \quad (1.7)$$

Denklem 1.7'de yer alan suyun doyma basıncı  $P_g$ , denklem 1.8'de ifade edilmektedir.

$$P_g = P_{doyma,T} \quad (1.8)$$

Bağıl nem ile özgül nem arasındaki ilişkiyi açıklamak gerekirse, denklem 1.6 ve denklem 1.7'den yararlanmak gerekir. Bağıl nem ve özgül nem ifadeleri sırasıyla, denklem 1.9 ve 1.10'da ifade edilmiştir.

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (1.9)$$

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (1.10)$$

Bağıl nem değeri, havanın doygunluk kapasitesine ulaşip ulaşmadığının bir göstergesidir. Bu değer, havanın taşıdığı su buharı miktarına göre 0 ile 1 arasında değişiklik göstermektedir. Hava, bağıl nem değerinin 0 olması durumunda kuru hava, bağıl nem değerinin 1 olması durumunda ise doymuş hava olarak ifade edilir. Kuru hava, içerisinde su buharı barındırmayan hava olarak açıklanmaktadır. Bu nedenle kuru havanın özgül nem değeri 0'dır.

Havanın su buharı taşıma kapasitesi havanın sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Havanın kuru termometre sıcaklığı arttıkça nem taşıma kapasitesi de artmaktadır. Belirli sıcaklıktaki kuru havaya su buharı ilave edilerek özgül nem değeri, bağıl nem değeri 1'e ulaşmaya kadar artırılabilir. Bağıl nem değeri 1'e ulaştıktan sonra yani havanın belirli bir sıcaklıktaki maksimum su buharı taşıma kapasitesine ulaşıldıktan sonra havaya su buharı ilave etmek mümkün olmaz ( sabit sıcaklıkta). Bu kapasiteye ulaşmış havaya, doymuş hava denilmektedir.

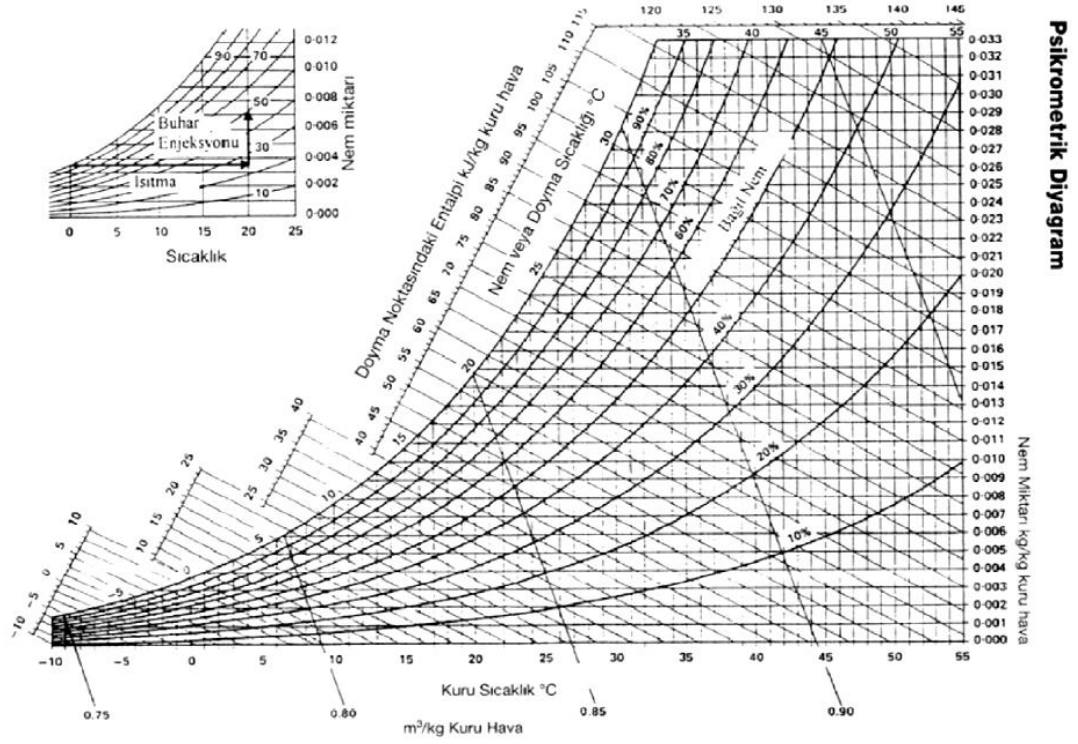
#### **1.1.2.1 Bağıl Nem ve Mutlak Nem**

Mühendislik hesaplamalarında, bağıl nem, mutlak nem, çığ noktası sıcaklığı vb. değerlerin bir diyagram üzerinden okunması ve karşılaştırılması, iklimlendirme ve nem alma problemleri çözümlerinde kolaylık sağlamaktadır.

Belirli bir basınçtaki atmosferik havanın özelliklerinin, iki bağımsız özellik tarafından kesin olarak belirlenebildiği, hesaplamalar sonucu oluşturulmuş diyagramlara psikrometrik diyagramlar adı verilir.

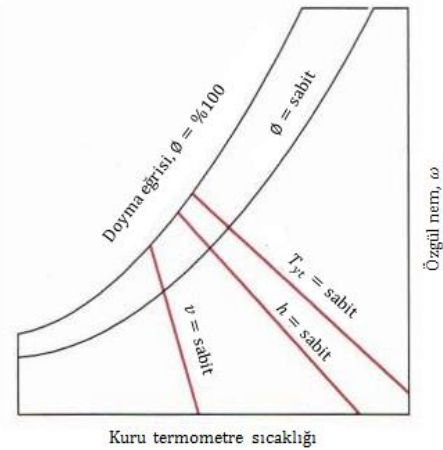
Atmosferik basınç altındaki nemli hava için oluşturulmuş psikrometrik diyagram Şekil 1.1'de gösterilmektedir. Bu diyagramın alt kısmında bulunan yatay eksen, kuru termometre sıcaklığını belirtirken, düşey eksen mutlak nem değerini göstermektedir.

Havanın maksimum taşıyabileceği su buharı miktarı, havanın sıcaklığı ve basıncına göre değişiklik göstermektedir. Havanın sabit basınçta soğutulduğu zaman yoğuşmanın başladığı sıcaklığa havanın çığ noktası sıcaklığı ( $T_{çn}$ ) denilmektedir. Diğer bir deyişle, çığ noktası sıcaklığı suyun söz konusu buhar basıncındaki doyma sıcaklığıdır.



**Şekil 1.1** Atmosferik basınçtaki hava için oluşturulmuş psikometrik diyagram.

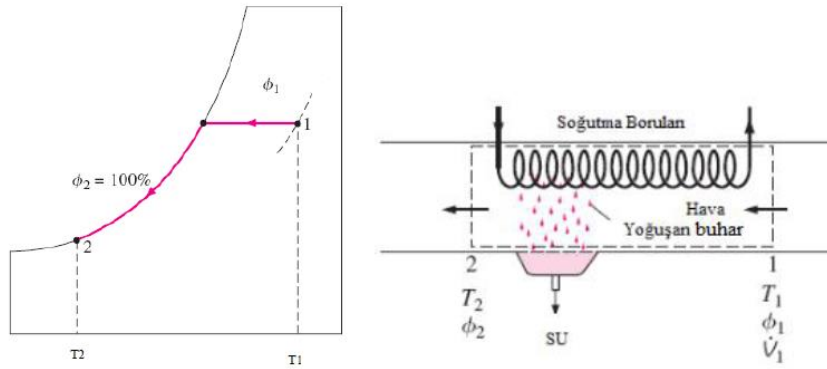
Psikrometrik diyagramda kuru termometre sıcaklıkları yatay eksen, özgül nemler ise dikey eksen yer almaktadır. Psikrometrik diyagramın sol bitiminde, doyma hattı eğrisi vardır. Su buharına doymuş havaya ait tüm özellikler bu eğri üzerinde yer alır. Bu nedenle söz konusu eğri aynı zamanda %100 bağıl nem eğrisidir. Psikrometrik diyagram üzerinde, eğik çizgiler yer almaktadır. Bu çizgiler, sabit entalpi (kJ/ kg kuru hava), sabit yaş termometre sıcaklığı ve sabit özgül hacim ( $m^3/kg$  kuru hava) çizgileridir. Söz konusu değerler, Şekil 1.2’de yer alan şematik psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmektedir.



**Şekil 1.2** Psikometrik diyagramın şematik gösterimi.

### 1.1.3 Nemli Havanın Soğutulması

Duyulur soğutma sırasında, havanın özgül nemi sabit kalır, fakat bağıl nemi artar. Nem alma işleminin gerçekleştirilebilmesi için havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekmektedir. Çığ noktası sıcaklığına kadar yapılan soğutma süresince, havanın özgül nemi sabit kalmakta, çığ noktası sıcaklığın altına inildiğinde ise özgül nemde azalma yani havadan nem alma işlemi gerçekleşmektedir. Nem alma prosesi, Şekil 1.3'te, psikrometrik diyagram üzerinde ve bir kontrol hacminde şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Nemli havanın soğutulması.

Nem alma sistemini, hava soğutmalı nem alma makineleri üzerinden anlatmak gerekirse, Şekil 1.3'te "1" ile ifade edilen nokta ısı değiştirici kanal girişini temsil etmektedir. Çamaşır üzerine gönderilen sıcak hava ile çamaşır arasında ısı ve kütle geçişi gerçekleşmektedir. Böylelikle havanın bağıl nemi artar. Nemce zengin proses havası ısı değiştiriciye gönderilir. Isı değiştirici etrafından geçirilen soğutma havası ile kanal içindeki nemli proses havası soğutulur. "2" noktası ısı değiştirici çıkışını temsil etmektedir. Proses havası, ısı değiştiriciden geçerken, sıcaklığı düşmeye başlar ve doyma eğrisine ulaşır. Bu noktadan sonra havanın sıcaklığıyla birlikte özgül nemi de düşmeye başlar. Daha sonra, doyma eğrisi üzerinden devam ederek, şekil 1.4'teki psikrometrik diyagramda "2" ile gösterilen noktaya ilerler. Şekil 1.4'teki gibi nem alma sistemlerine kütle ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanırsa, kütle ve enerji korunumu gereği

$$\Sigma \dot{m}_g = \dot{m}_ç \quad (1.11)$$

olmaktadır. Kuru havanın korunumu için eşitlik tekrardan yazılırsa,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} \quad (1.12)$$

olmaktadır. Su kütleinin korunumu, ise

$$\dot{m}_{a_1} \omega_1 = \dot{m}_{a_2} \omega_2 + \dot{m}_{su} \quad (1.13)$$

olarak ifade edilmektedir. Denklem 1.13'de bulunan birim zamanda proses havasından uzaklaştırılan su miktarı,

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) \quad (1.14)$$

ifadesi ile bulunmaktadır. Enerjinin korunumu yazmak gerekirse,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c h_c - \sum \dot{m}_g h_g \quad (1.15)$$

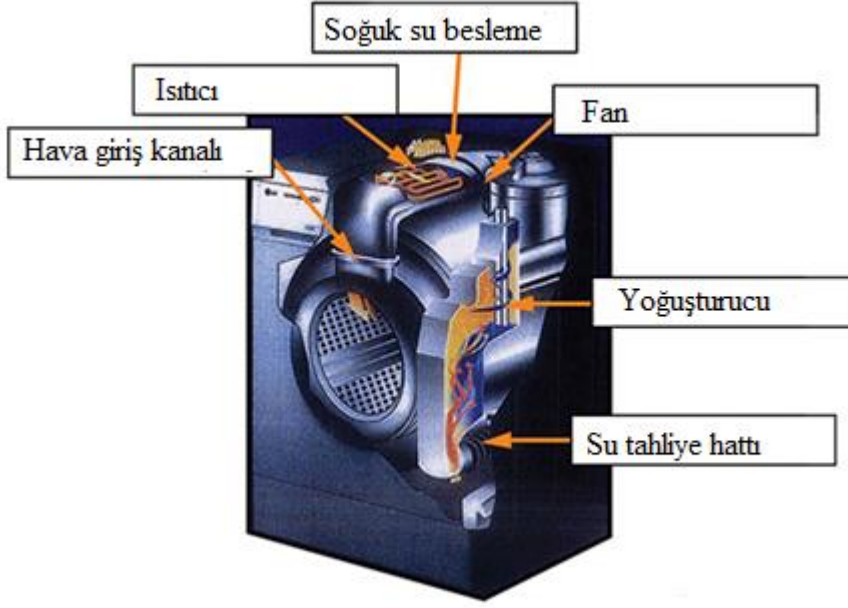
$$\dot{Q} = \dot{m}_{a_2} h_2 - \dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{su} h_{su} \quad (1.16)$$

biçimine dönüştürülür.

## 1.2 Direkt Temaslı Yoğuşma

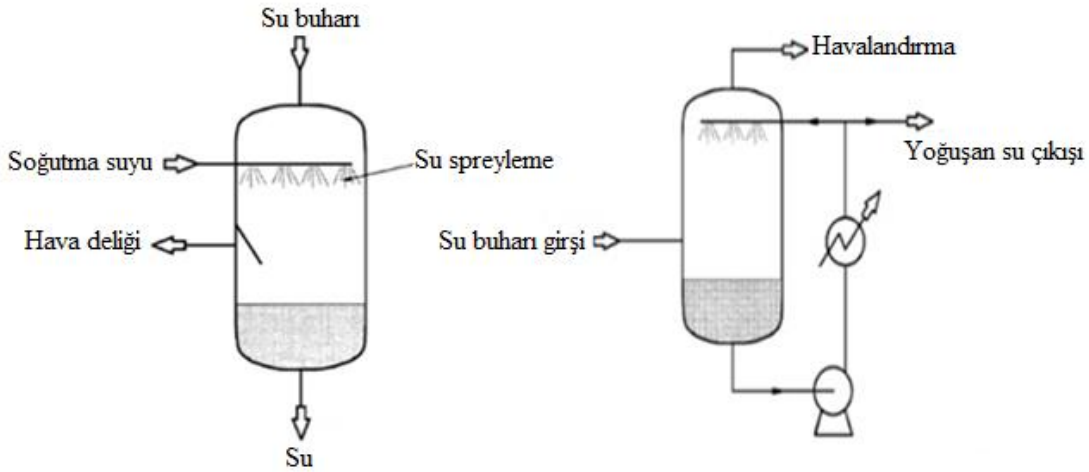
Direkt temaslı yoğuşma olayı su soğutmalı nem alma sistemine sahip kurutma makinelerinde ve soğutma kulelerinde görülür. Kurutma makinelerindeki sistem ele alınır; kazan içerisine gönderilen hava; ıslak çamaşırların nemini aldıktan sonra, fan yardımıyla kazanın arka kısmında bulunan yoğuşma odasına, yoğuşma kanalına gönderilir. Burada sıcak ve nemli hava üzerine soğuk su püskürtülür. Soğuk suyla direkt temas halinde olan hava, soğuyarak doyma noktasına ulaşır ve nemini bırakır. Doymuş hava yoğuşma odasından sonra, ısıtıcı üzerinden geçirilir. Isıtıcıdan geçirilen hava kazan içine tekrar gönderilir ve böylece çevrim tamamlanır. Bu sistem, genel olarak direkt temaslı yoğuşma sistemi olarak adlandırılır.

Şekil 1.4 Su soğutmalı nem alma sistemine sahip makine su soğutmalı nem alma sistemine sahip makine görülmektedir. Burada yoğuşma kanalında nemli hava su ile direkt temas halindedir.



**Şekil 1.4** Su soğutmalı nem alma sistemine sahip makine.

Su soğutmalı nem alma sistemi, paralel akışlı ve ters akışlı olmak üzere ikiye ayrılır. Paralel veya ters akışlı diye adlandırılmasının sebebi nemli hava ile üzerine püskürtülen suyun yönleri ile ilgilidir. Şekil 1.5’te iki ayrı konseptte çalışan su soğutmalı nem alma sistemi görülmektedir.

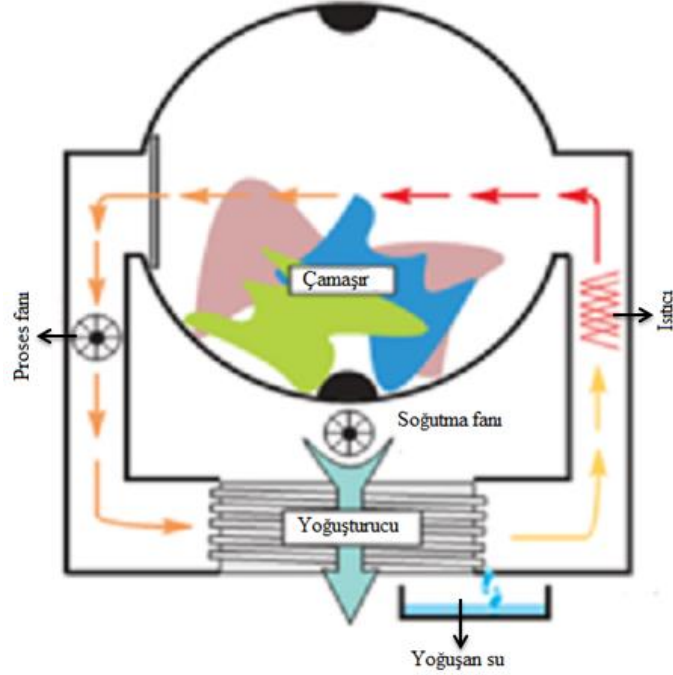


**Şekil 1.5** Direkt temaslı yoğuşma (a) Paralel akışlı sistem (b) Ters akışlı sistem.

### 1.3 İndirekt Temaslı Yoğuşma

İndirekt temaslı yoğuşma olayı hava soğutmalı nem alma sistemine sahip kurutucularda görülür. Bu makinalarda, iki adet hava çevrimi bulunmaktadır. Bu çevrimlerden biri kapalı diğeri ise açık çevrimdir. Kapalı çevrim proses havası, açık

çevrim ise soğutma havasıdır. Bahsedilen bu iki ayrı hava çevrimi, bir çapraz ısı değiştiricisinde etkileşim içerisine girmektedir. Dışarıdan alınan ortam havası, proses havasının çığ noktasından daha düşük bir sıcaklıkta olması nedeni ile yoğuşma işlemi gerçekleşir. Şekil 1.6'da proses ve soğutma çevrimlerine sahip hava soğutmalı kurutucu görölmektedir.

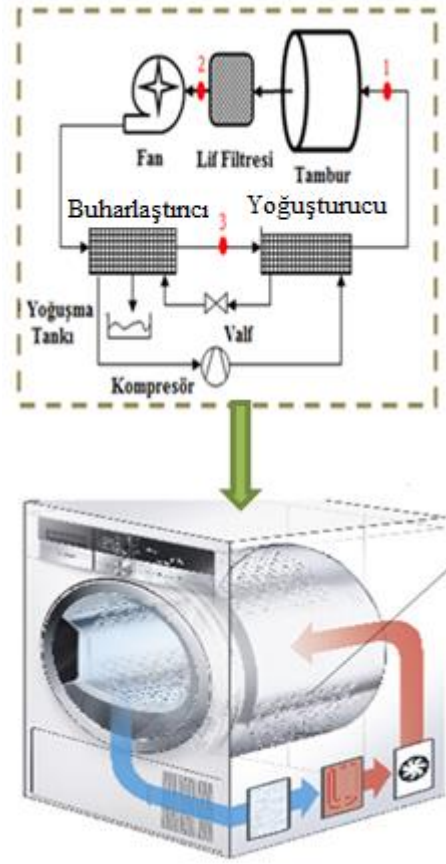


**Şekil 1.6** Hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip (indirekt temaslı) kurutma sistemi.

İndirekt temaslı yoğuşmanın bulunduğu sistemlerden biri de ısı pompalı nem alma sistemine sahip kurutma makineleridir. Bu tip makinalarda buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi bulunmaktadır. Çevrim elemanlarından buharlaştırıcıda, nemli hava soğuk yüzey olan buharlaştırıcı finleri ile temas ederek nemini bırakır. Yoğuşturucuda ise hava ısıtılır. Soğutkan, basınç farkı meydana getiren bir kompresör yardımı ile yoğuşturucuya aktarılır, burada sabit basınçta hal değişimi gerçekleştiren soğutkan genleşme vanasına doğru ilerler. Burada sabit entalpide basıncı düşerek buharlaştırıcıya giriş yapar. Buharlaştırıcıda, proses havasından ısı çekerek sabit hal değişimi gerçekleştiren soğutkan, çevrimi tamamlayarak kompresöre giriş yapar. Şekil 1.7'de ısı pompalı nem alma sistemine sahip kurutucu görölmektedir.

Isı pompalı yoğuşma sistemlerinde, hava giriş koşulları ve buharlaştırıcı çalışma koşullarının nem alma sistemlerini önemli derecede etkilemektedir. Özellikle hava giriş sıcaklığı, hava giriş bağıl nemi, havanın buharlaştırıcıya giriş hızı ve

buharlaştırıcıya giren soğutkanın sıcaklığının nem alma hızında ve yoğuşturulan birim su başına harcanan buharlaştırıcı gücüne etkisi büyüktür.



Şekil 1.7 Isı Pompalı nem alma sistemine sahip kurutucu.

#### 1.4 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında, yatay olarak konumlandırılmış kanal içerisinde nemli havanın yoğuşmasının HAD yöntemi ile analizlerinin gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır. Kanal içerisinde yoğuşmanın HAD yöntemi ile sayısal modellenmesi için hava, su buharı ve su olmak üzere üç faz tanımlanmıştır. Kanal etrafına taşınım sınır şartı tanımlanarak indirekt temaslı yoğuşma amaçlanmıştır. Bu nedenle, üç fazlı akışta yer alan her bir faza ait korunum denklemleri ile türbülans transport denklemleri birlikte bir kanal geometrisi için çözüm ağı oluşturularak sayısal olarak çözümlenmiştir. Yoğuşmalı akışta etkili olan fazlar arası arayüzeyde gerçekleşen momentum ve enerji transferi modellerine yer verilmiştir. Kanala giren havanın hızı ve kanal et kalınlığı parametrik olarak incelenmiştir. Ayrıca, sayısal modellemede kullanılan türbülans modellerinin etkisi de incelenmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kanal içerisinde nemli havanın yoğuşması direkt temaslı ve indirekt temaslı yoğuşma yöntemleri ile gerçekleştirilir. Literatür araştırması kapsamında kanal içinde nemli havanın yoğuşmasında etkin parametreler incelenmiştir. HAD analizlerinde kullanılan sınır şartları, çift fazlı akışlar için çözüm modelleri, türbülans modelleri incelenmiştir. Bu çalışmalar da detaylı olarak incelenmiştir ve bundan sonraki çalışmalara ışık tutacaktır.

Montazeri, Blocken ve Henzen (2014) tarafından yapılan bir çalışmada, Lagrangian- Eulerian yaklaşımı ile evaporatif soğutma incelenmiştir. Evaporatif soğutmada, oyuk (hollow)-konik nozul konfigürasyonuna sahip su sprej sistemi kullanılmıştır. HAD ortamında yapılan çalışmalar rüzgar tüneli ölçümleri ile desteklenmiştir. Makalede ayrıca HAD ortamında, bazı parametrelerin analiz sonuçlarına etkileri incelenmiştir. Bu parametreler; sürekli faz (continuous phase) için seçilen türbülans modeli, sürüklenme (sürtünme) katsayısı, akış hacmi için belirlenen çözüm ağı yapısı, nozul püskürtme açısı ve ayrık faz için parçacık akım sayısı olarak ele alınmıştır. Sonuç olarak, Lagrangian- Eulerian yaklaşımı ile modellenen evaporasyonun HAD simülasyonu, totalde yaklaşık % 3'lük bir sapma ile rüzgar tüneli ölçümleriyle uyumaktadır. Lokal olarak bakıldığında ise HAD simülasyonu; kuru termometre sıcaklığında % 10, yaş termometre sıcaklığında %5 ve özgül entalpide % 7 sapma ile rüzgar tüneli ölçümleriyle uyumaktadır.

Su sprej sistemi ile evaporatif soğutma yaygın olarak kullanılan efektif yöntemlerden biridir. Su sprej sisteminde, atomizasyon nozullarının kullanımı ile çok ince su damlacıkları elde edilebilir. Bu durum ise su ile havanın daha efektif karışmasını sağlayarak temas yüzeyini artırır ve ortam havasının efektif bir şekilde soğutulmasını sağlar.

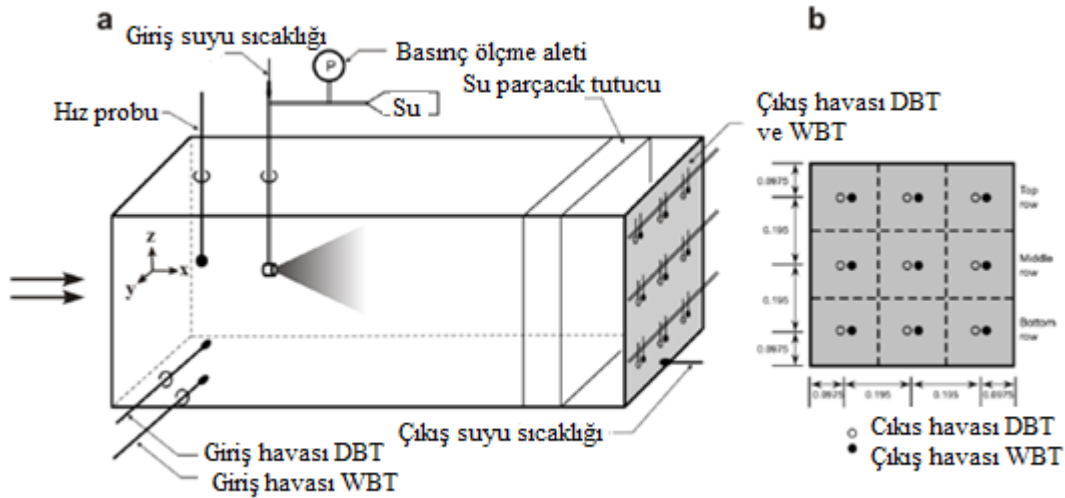
Bu makalede yapılan HAD çalışmalarında sürekli faz (continuous phase) hava, ayrık faz (discrete phase) ise su olarak alınmıştır. Yapılan deneylerde oyuk (hollow)-konik nozul sprej sisteminin evaporatif soğutma performansı incelenmiştir. Deneyler açık çevrim bir rüzgar tüneline ve ortalama bir rüzgar hızı ile

gerçekleştirilmiştir. Rüzgar tünelinin test kısmı 1.9 m uzunluğunda ve kesit alanı ise 0.585 m x 0.585 m'dir.

Giriş kısmında havanın kuru (DBT) ve yaş termometre sıcaklıkları (WBT) akıntıya karşı yerleştirilen iki adete termokupl ile ölçülmüştür. Çıkış kısmındaki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ise çıkış yüzeyine yerleştirilen 18 adet termokupl ile ölçülmüştür.

Nozul karakteristiğinin evaporatif soğutmaya etkisini incelemek amacıyla farklı çıkış deliklerine sahip 4 eşdeğer nozul (3, 4, 5 e 5.5 mm) ayrı ayrı test edilmiştir. Her bir nozul rüzgar tünelinin test bölümünün tam ortasına yerleştirilmiştir. Nozuldan çıkan su damlacık çaplarının dağılımı görüntü- analizleme (image- analysing) tekniğiyle belirlenmiştir. Bu tekniğin ortalama damlacık çapına göre yaklaşık % 22 belirsizliği söz konusudur. Nozul yarım- koni açısı ise nozul çapı, su basıncı ve rüzgar hızının fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Bu açının kesin değeri ölçülmemiştir.

Rüzgar tüneli test düzeneği Şekil 2.1'de görülmektedir.

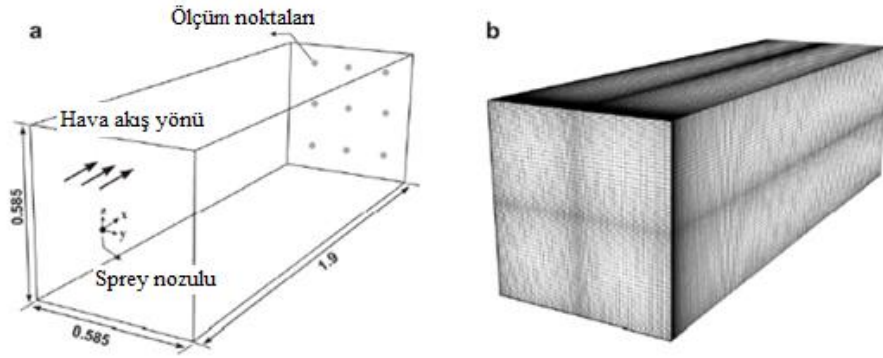


**Şekil 2.1** (a) Rüzgar tüneli test düzeneği (b) Sıcaklık sensörleri.

İkinci set deneyler ise Temmuz- Eylül aylarının ortam durumunda benzetilerek yapılmıştır. Bu durumda sıcak ve nemli iklim koşulları söz konusudur. Kuru termometre sıcaklığı 25-40 °C arasında, bağıl nem ise %30- 90 arasında değişmektedir. Su sıcaklığı ise iki ayrı ortam koşulu için 33-36 °C arasında değişiklik göstermektedir. Her bir ortam koşulu için 36 case incelenmiştir. Bunlar: 4 farklı

nozul çıkış ağız çapları (3, 4, 5, 5.5 mm), üç farklı nozul giriş basıncı (1, 2, 3 bar) ve üç farklı rüzgar ortalama hızıdır (1, 2, 3 m/s).

Sayısal model ANSYS/ Fluent ticari yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Akış hacminin boyutları rüzgar tünelinin test kısmının boyutları olarak alınmıştır: 0.585 m × 0.585 m × 1.9 m. Şekil 2.2’de sayısal model için oluşturulan akış hacmi görülmektedir. Çözüm ağı tipi hexahedral ve sayısı ise 1,018,725’dir. Sprey nozulu hava giriş kısmının tam orta noktasına yerleştirilmiştir.

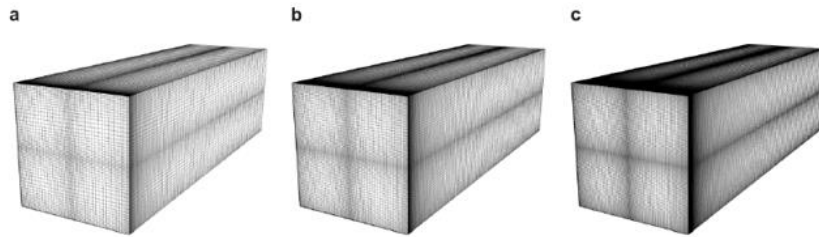


**Şekil 2.2** (a) Sayısal model için oluşturulan akış hacmi (b) Sayısal model için oluşturulan çözüm ağı.

Sayısal analizlerde giriş kısmında ısıl sınır koşulları sabit alınmıştır. Sabit su buharı kütle oranı ise deneysel datalara göre hesaplanmıştır. Duvarlarda adyabatik sınır koşulu kullanılmıştır. Pürüzlülük  $k_s=0$ 'dır. Çıkış kısmında ise ortam basıncı alınmıştır.

Deneysel çalışmalarda rüzgar tüneli test bölmesinin sonuna yerleştirilen damlacık tutucu, HAD analizlerinde tanımlanmamıştır. Çünkü bu durumda analizler oldukça kompleks bir hal almaktadır.

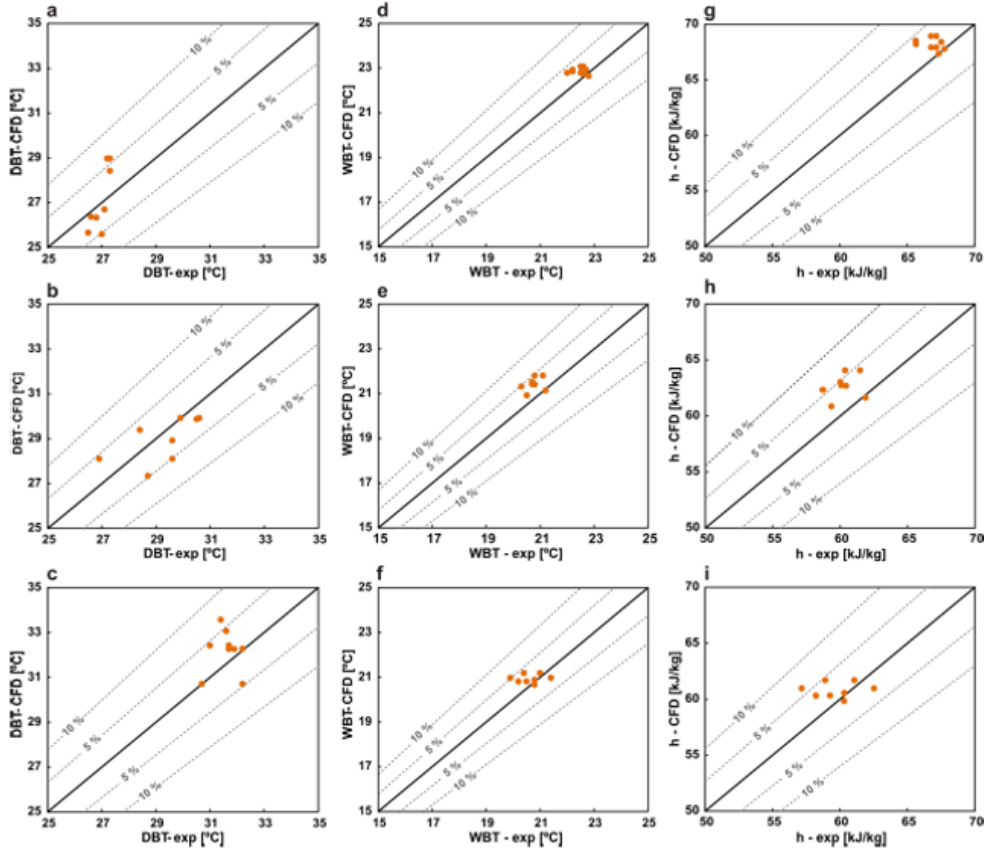
HAD çalışmalarında mevcut çözüm ağı yapısının yanında iki ekstra çözüm ağı yapısı daha incelenmiştir. Çözüm ağı yapıları Şekil 2.3’te gösterilmektedir.



**Şekil 2.3** Çözüm ağı (a) 360000 eleman sayısı (b) 1018725 eleman sayısı (c) 2880000 eleman sayısı.

Çözüm ağı yapısına bağlı olarak sonuçlarda çok sınırlı bir farklılık gözlenmiştir. Örneğin, çıkış kısmındaki kuru termometre sıcaklığında % 0.17 farklılık gözlenmiştir. Bu yüzden ilk belirlenen grid yapısıyla HAD analizlerine devam edilmiştir.

HAD sonuçları 3 durum için deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Şekil 2.4'te ise bu sonuçlar tablo grafikler halinde verilmiştir.

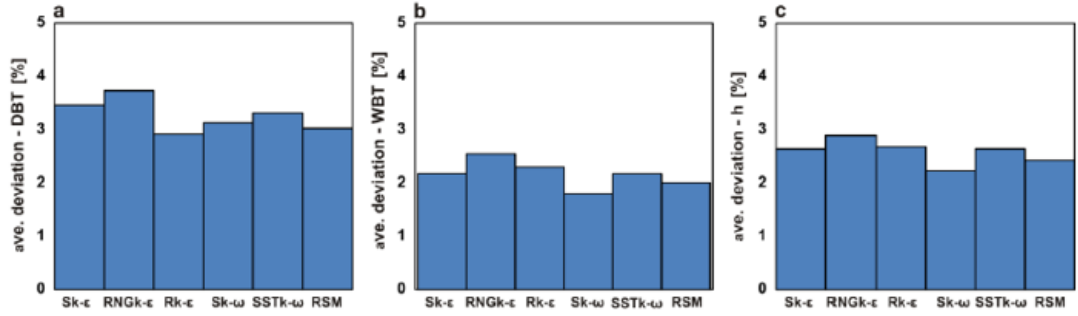


**Şekil 2.4** Deneysel sonuçlarla HAD analizlerini karşılaştırılması (a-c) Kuru termometre sıcaklığı (d-f) Yaş termometre sıcaklığı (g-h) Özgül entalpi.

Lokal olarak bakıldığında ise HAD simülasyonu; kuru termometre sıcaklığında % 10, yaş termometre sıcaklığında %5 ve özgül entalpide % 7 sapma ile rüzgar tüneli ölçümleriyle uyuşmaktadır.

3D Steady RANS HAD simülasyonları 5 farklı türbülans modeli için yapılmıştır. Bu türbülans modelleri: 1: Standart k-  $\epsilon$  modeli (Sk-  $\epsilon$ ), 2: the realizable k-  $\epsilon$  model (Rk-  $\epsilon$ ), 3: the renormalization Group k-  $\epsilon$  model (RNG k-  $\epsilon$ ), 4: the standard k-  $\omega$  model (Sk-  $\omega$ ), 5: the Reynolds Stress Model (RSM).

Türbülans modellerinin kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı ve özgül entalpiye (h) olan etkisi Şekil 2.5'te verilmiştir.

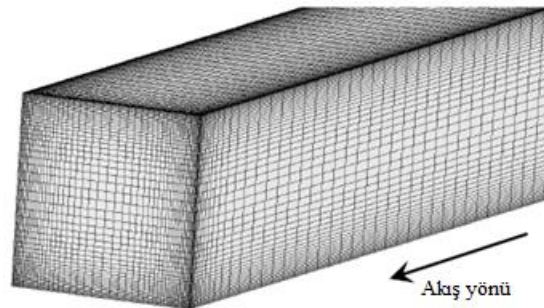


**Şekil 2.5** Türbülans modellerinin HAD analizlerine etkisi (a) Kuru termometre sıcaklığı (b) Yaş termometre sıcaklığı (c) Özgül entalpi.

Türbülans modellerinin HAD sonuçlarına net bir etkisinin olmadığı görülmektedir.

Barák, Fraňa ve Stiller (2014) yapılan çalışmada bir ısı değiştiricide nemli havanın yoğuşması ele alınmıştır. Makalede nemli hava ile ilgili teorik bilgiler ele alınmıştır. Yoğuşma olayının anlaşılması için kare kesitli bir kanalda model oluşturulmuştur. Modelin uygun yazılım ile çözümü için farklı yaklaşımlar incelenmiştir. Daha sonra, nümerik model ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu çalışmanın diğer bir amacı ise; herhangi bir UDF kullanmadan yoğuşma olayının (kütle transferi) sayısal olarak çözülmesidir.

Farklı sayısal modeller kullanılarak test edilmek üzere hazırlanan kare kesitli kondenser kanalının boyutları 50mmx 50mm x 1000mm'dir. Çözüm ağı yapısında dörtgen (quadrilateral) elemanlar kullanılmıştır. HAD analizleri için oluşturulan çözüm ağı Şekil 2.6'da görülmektedir.



**Şekil 2.6** Sayısal çözüm ağı.

Nemli havaya kondensere giriş koşulu olarak 0.1 m/s uniform hız, 295.15 K sıcaklık ve 101.325 Pa atmosferik basınç şartı uygulanmıştır. Duvarlara ise 274 K sabit

sıcaklık verilmiştir. Yoğuşmanın gerçekleşebilmesi için bu sıcaklık değerinin su buharının çiy noktasının altında olması gerekmektedir. Bu şartlar altında su buharının çiy noktası ise 284.7 K'dir. Kondensere giriş kısmında nemli havanın bağıl nemi %51.6 olarak alınmıştır. Giriş kısmında Re sayısı denklem (1) kullanılarak hesaplanmıştır

$$Re = \frac{V_{in}.L}{\nu} \quad (2.1)$$

Vin: Giriş hava hızı, L: Karakteristik uzunluk ve  $\nu$ : kinematik viskozite

Bunun dışında su buharının kütle oranı denklem (2.2) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\omega_{wv} = 1 - \frac{1}{1 + SH} \quad (2.2)$$

$\omega_{wv}$ : Su buharı kütle oranı [ $\text{kg}_{\text{su buharı}}/\text{kg}_{\text{karışım}}$ ], SH: Özgül nem [ $\text{kg}_{\text{su buharı}}/\text{kg}_{\text{hava}}$ ]

Bu eşitlikten su buharı kütle oranı 0.00842 [ $\text{kg}/\text{kg}$ ] olarak hesaplanmıştır.

Su buharının hacimsel oranı ise denklem (2.3) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\Phi_V = 1 - \frac{m_{da} \rho_{ma}}{\rho_{da} m_{ma}} \quad (2.3)$$

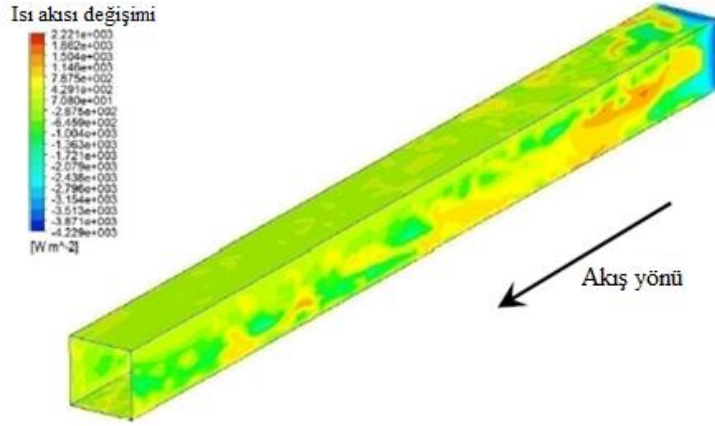
da indisi kuru hava, ma indisi ise nemli hava özelliklerini göstermektedir. Bu durumda su buharının hacimsel oranı 0.00229 olarak hesaplanmıştır.

Bu değerler CFX'te yapılacak HAD analizinde doğru giriş koşullarını analize girmek için kullanılacaktır.

Sayısal model oluşturulup sınır koşulları hesaplandıktan sonra nümerik modellerle test edilmiştir. Test edilen modellerden biri Volume of Fluid'dir (VOF). VOF modeli iki veya daha fazla sayıda birbirine karışmayan akışkanın bulunduğu problemlerin çözümü için tasarlanmıştır. Bu modelde akışkanlar için bir tek momentum denklemi çözülmektedir. VOF analizinde havanın hacimsel oranı korunmuş ve herhangi bir yoğuşma meydana gelmemiştir. Yoğuşma hesaplanmamıştır. Test edilen diğer model Mixture modelidir. Mixture modeli VOF analizinden üç yönüyle farklıdır: Mixture



Şekil 2.8’de ise HAD analizi ile hesaplanan boylamasına olan duvarlarda ısı akıları görülmektedir.



Şekil 2.8 Duvarlardaki ısı akısı değişimi.

Isı akısının alan ortalama (Area average value) değeri  $-98.68 \text{ W/m}^2$  ‘dir. Bu analizde ısı transfer katsayısının belirlenmesi oldukça zordur. Çünkü damla damla (dropwise) olan yoğuşmada ısı transfer katsayısı, film yoğuşma sırasındaki ısı transfer katsayısından 10 kat daha fazladır. Sayısal modelde yerçekimi tanımlanmadığı için sonuçlar simetriktir. Sonuçların daha yüksek doğrulukta elde edilmesi için UDF kullanılması gerekmektedir. Analitik ve nümerik olarak hesaplanan yoğuşma miktarı arasında yaklaşık % 3,43’lük bir fark bulunmaktadır.

Belirlenen model gerçek bir ısı değiştirici üzerinde test edilmiştir. Bu deneyler Licon Heat Ltd. Şirketinin laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmada amaç yoğuşan su miktarının belirlenmesidir.

Şekil 2.9’da ısı değiştirici, fan ve nem sensörü görülmektedir.



Şekil 2.9 Deneylerde kullanılan ısı değiştirici.

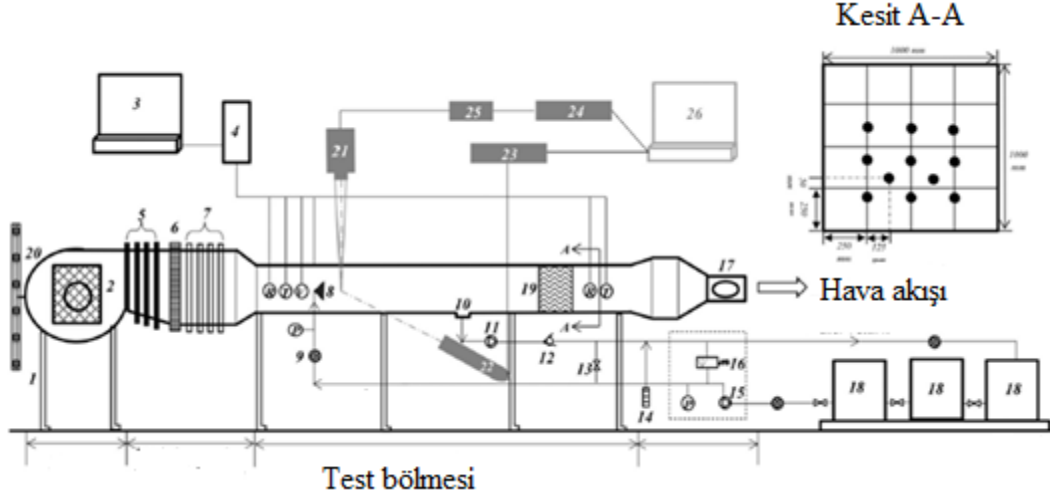
Deneysel çalışmalarda bütün sistem, kararlı rejime gelinmesi için 80 dakika çalıştırılmaktadır. Ortam sıcaklıkları deney boyunca ölçülmüştür.

Sonuçlara bakıldığında ise nümerik modelde hesaplanan yoğuşma miktarı deneysel sonuçlardan yaklaşık 3 kat daha fazladır. Arda bu kadar fark olmasının nedeni birçok neden bağlanabilir: modelde düz ribler (kanat) kullanılmıştır, riblere sabit sıcaklık koşulu verilmiştir. Uniform hız profili kullanılmıştır halbuki, gerçekte fanlı sistem mevcuttur. Bu çalışma yoğuşma olayı gelecek çalışmalara öncü bir çalışmadır.

Alkhedhair, Guan ve arkadaşları (2014) tarafından yapılan başka bir çalışmada ise soğutma kulelerindeki giriş havasının su sprey sistemi ile efektif bir şekilde soğutulması deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar için açık çevrim bir rüzgar tüneli kullanılmıştır. Kesit alanı  $1 \times 1 \text{ m}^2$  ve uzunluğu 5,2 m olan rüzgar tüneli, soğutma kulesini temsil etmektedir. Damlacık buharlaşması (droplet evaporation) ve hava soğutulması deneysel olarak incelenmiştir. Dokuz adet yüksek basınçlı oyuk (hollow)- konik nozul farklı damlacık boyutlarında, farklı hava hızlarında (1, 2, 3 m/s), farklı püskürtme oranlarında ve farklı ortam koşullarında test edilmiştir. Damlacık boyutunun dağılımı ve hava hızının; damlacık buharlaşmasına, soğutma etkinliğine ve kapsama alanına (coverage area) etkisi incelenmiştir. Veriler küçük damlacık dağılımının ve düşük hava hızlarının soğutma etkinliğini arttırdığı yöndedir. Deneyler sonunda, sprey soğutma etkinliğinin sprey kapsama alanına bağlı olduğu görülmüştür.

Su sprey soğutmada, soğutma suyu giriş havasının üzerine püskürtülür ve giriş havası sıcaklığı evaporatif soğutma ile düşürülür. Sprey soğutma sistemlerinde optimum damlacık boyutunun belirlenmesi oldukça kritiktir. Literatürde anlatılan bilgilere göre; sprey soğutma performansı aynı zamanda; hava hızı, koni açısı, püskürtme oranı, damlacık hızı, püskürtme yönü ve meteorolojik koşullardan direkt olarak etkilenir. Ancak literatürde sprey soğutma performansı ile ilgili nümerik ve deneysel olarak sınırlı sayıda bilgiye ulaşılabilmektedir.

Deney teçhizatı, hava sistemi, su sistemi, test bölmesi ve ölçüm sistemlerinden oluşmaktadır. Deney sırasında hava ortamdan santrifüj fan (2) ile çekilmektedir. Test düzeneğinin ortasına bir adet nozul (8) yerleştirilmiştir. Hava ile su akışı aynı yöndedir (co-current). Aşağıda Şekil 2.10'da deney test düzeneği detaylı olarak görülmektedir.



Şekil 2.10 Rüzgar tüneli test düzeneği.

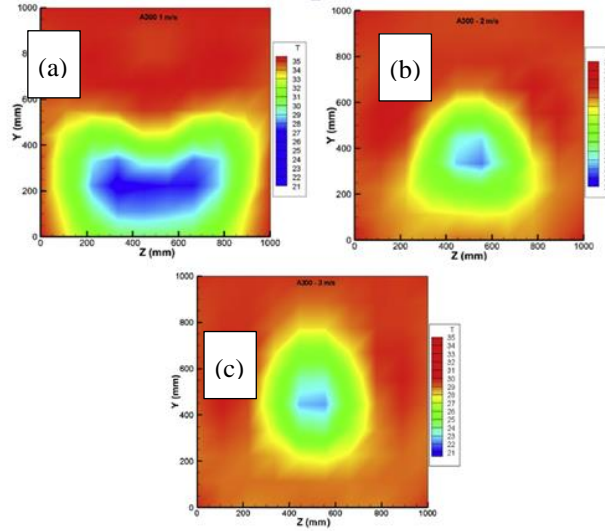
Test bölgesinin sonunda bağıl nem sensörü ve sıcaklık sensörü bulunmaktadır. Girişteki havanın şartlandırılması için akıntıya karşı bir ısıtıcı (20) yerleştirilmiştir. Deneş düzeneğinde kullanılan su resirkülasyonla tekrar kullanılmaktadır. Sistem oldukça açıktır.

Yapılan deneş sonuçlarına göre; atomize basıncın arttırılması, su debisini ve damlacık hızını artırır. Damlacık boyutu ise atomize basıncın arttırılması ile azalır. Soğutma ile ilgisi henüz net değildir. Atomize basıncın arttırılması ile damlacık boyutu ve sayısının dağılımı aşağıdaki gibidir.

Deneşlerde farklı bir durum daha gözlemlenmiştir. Damlacık çapının küçüldüğü durumlarda ( $D_{v90} < 60_{\mu m}$ ) maksimum spreş kapsama alanına ulaşılmıştır ve hava hızının kapsama alanı üzerindeki etkisi azalmıştır.

Hava hızının spreş soğutma etkinliğı ve damlacık taşınması (droplet transport) üzerinde önemli bir etkisi vardır. Hava hızı doğrudan, hava ile su damlacıklarının temas süresini (residence time) etkiler. Bu yüzden deneşsel sonuçlarda görülmüştür ki; aynı damlacık çaplarında hava hızının azalmasıyla daha etkili bir soğutma sağlanır.

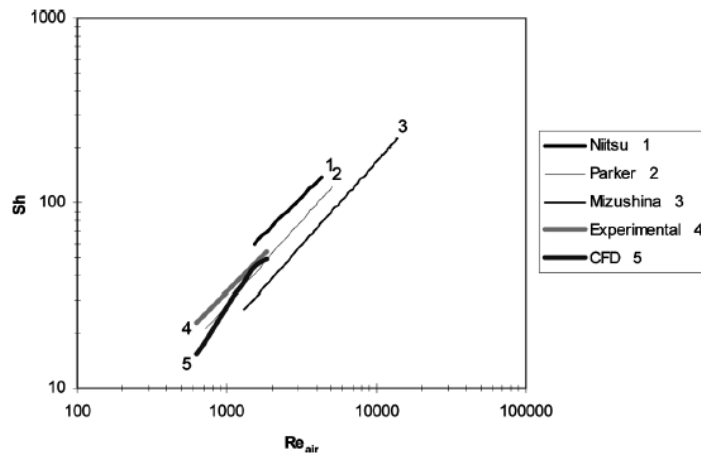
Şekil 2.11'de hava hızının 1,2 ve 3 m/s olduğı durumlarda, test düzeneğinin çıkış düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı görülmektedir. Hava hızının artmasıyla su damlacıkları daha hızlı momentum kaybına uğrarlar. Ayrıca hava hızının artması, su damlacıklarının havaya nüfuzunu azaltır. Bunun dışında spreş kapsama alanı hava hızının azaldığı durumlarda daha yüksektir.



**Şekil 2.11** Hava hızının soğumaya etkisi (a) 1m/s (b) 2 m/s (c) 3m/s.

Deneyleerde de hava hızının 1 m/s olduğu durumda, spreyle kapsama alanı en yüksektir. Hava hızının 2 ve 3 m/s'ye yükselmesiyle spreyle kapsama alanı azalır. Çünkü düşük hava hızları, geniş spreyle kapsama alanı ve yüksek temas süreleri sağlar. Bu sonuç önceki çalışmalarda da uyşmaktadır.

Facaõo, Armando ve Oliveira (2008) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise; indirekt soğutmalı bir soğutma kulesinde ısı ve kütle transferi mekanizması nümerik olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı ise, indirekt soğutmalı soğutma kulelerinde kütle ve ısı transferinin HAD kodu oluşturularak incelenmesidir. Bu amaçla kütle ve ısı transferi arasında bazı benzeşimler yapılmıştır. Mevcut durumda bulunan kütle transfer korelasyonları HAD simülasyonundan elde edilen korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 2.12'de kütle transfer katsayıları karşılaştırılmıştır.



**Şekil 2.12** Kütle transfer katsayılarının Reynolds sayısına bağlı olarak karşılaştırılması.

Analizlerde k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

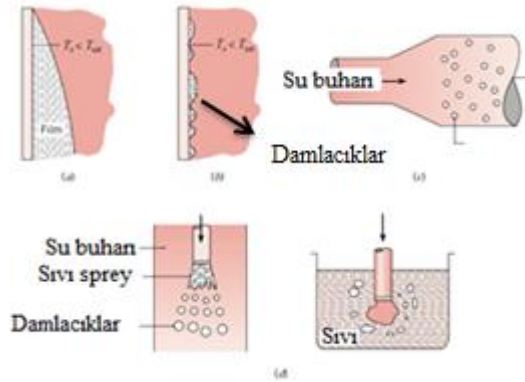
Kütle transfer katsayısı ısı transfer katsayısı hesaplandıktan sonra, kütle ve ısı transferi arasındaki benzerlikten de hesaplanabilir.

Sonuç olarak; yüksek hava hızlarında yani yüksek Re sayılarında, HAD analizlerinden elde edilen kütle transfer katsayısı deneysel olarak elde edilen kütle transfer katsayısına yakındır. Buna göre HAD analizleri ve deneysel olarak elde edilen Sherwood sayıları arasında %4 ile %32 arasında bir sapma bulunmaktadır. Bu sapma iki fazlı türbülanslı akışlarda kabul edilebilir bir değerdir.

### 3. YOĞUŞMANIN FİZİKSEL TANIMI

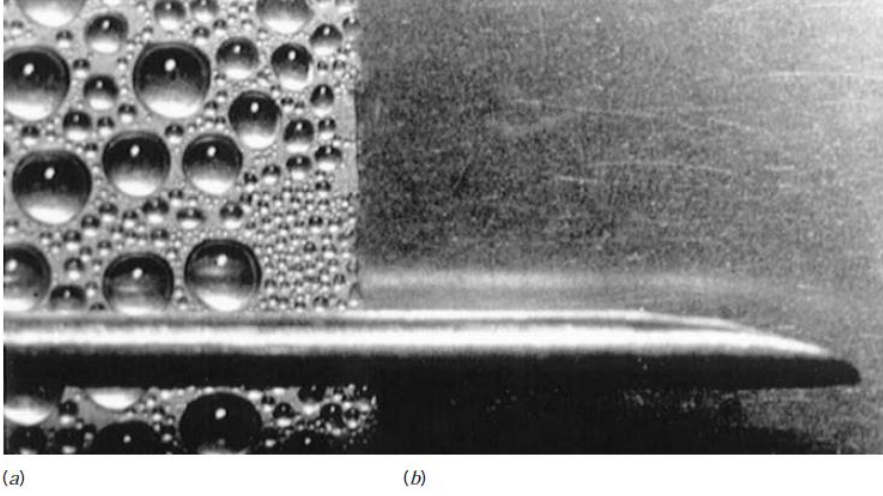
Bir buharın sıcaklığı, doyma sıcaklığının altına indirilirse, yoğuşma gerçekleşir. Endüstriyel cihazlarda bu işlem çoğunlukla, buhar ile serin bir yüzeyin temasından kaynaklanır. Buhar gizli ısını bırakır, bu ısı yüzeye geçer ve sıvı oluşur. Çok rastlanan diğer yoğuşma türleri, buharın, bir gaz fazı içinde asılı damlacıklar halinde yoğuşarak, bir sisli ortam oluşturduğu düzgün dağılımlı yoğuşma ve buharın, bir soğuk sıvı ile temas ettirilmesiyle oluşan, doğrudan temaslı yoğuşmadır.

Şekil 3.1’de gösterildiği gibi yoğuşma fiziksel olarak, yüzeyin durumuna bağlı olarak, iki yolla gerçekleşebilir. Daha yaygın olan yoğuşma türü, tüm yoğuşma yüzeyinin, bir sıvı filmi ile kaplı olduğu ve yer çekimi etkisi altında filmin, yüzeyden sürekli olarak aktığı türdür. Film yoğuşması genellikle, temiz ve tortusuz yüzeyler de olur. Fakat yüzey, ıslanmayı engelleyen bir madde ile kaplandığı zaman, damlacık yoğuşmasını elde etmek mümkündür. Damlacıklar, yüzey üzerindeki çatlaklar, çukurlar ve oyuklar içinde oluşurlar ve yoğuşma boyunca, büyüebilir ve birleşebilirler. Genelde, yüzeyin %90’ından fazlası, çapı birkaç mikrometreden başlayan damlacıklardan, gözle görülebilir damlalara kadar boyutları değişen sıvı ile kaplıdır. Yer çekiminin etkisiyle damlacıklar, yüzeyden akarlar.



**Şekil 3.1** Yoğuşmanın türleri (a) Film. (b) Bir yüzey üzerinde damlacık yoğuşması (c) Genişleme ile basınç artışı sonucunda düzgün dağılımlı yoğuşma veya sis oluşumu (d) Doğrudan temaslı yoğuşma.

Şekil 3.2’de su buharının, bir düşey bakır yüzey üzerindeki damlacık ve film yoğuşması gösterilmiştir.



**Şekil 3.2** Bir düşey yüzey üzerinde yoğuşma (a) Damlacık (b) Film.

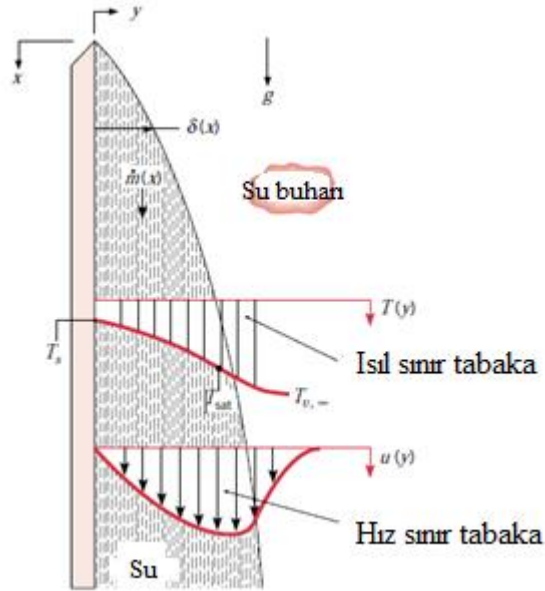
Bir film veya damlacık kümesi olmasından bağımsız olarak sıvı fazı, buhar ile yüzey arasında, ısı geçişine karşı bir direnç oluşturur. Bu direnç, akış boyunca büyüyen sıvı kalınlığı ile arttığı için, film yoğuşması olan durumlarda, kısa düşey yüzeylerin veya yatay silindirlerin kullanılması uygun olur. Bu nedenle çoğu yoğuşturucular, içinden bir soğutucu sıvının aktığı, çevresinden ise, yoğuşturulacak buharın dolaştırıldığı, yatay boru demetlerinden oluşur. Yoğuşma ve ısı geçişinin fazlalığı açısından, damlacık yoğuşması, film yoğuşmasından daha üstündür. Damlacık yoğuşmasında ısı geçişinin çoğu, çapı 100µm’den küçük olan damlalar üzerinden olur. Ayrıca film yoğuşması ile ulaşılabilen ısı geçişinden on kat daha fazla ısı geçişi elde edilebilir. Bu nedenle, ıslanmayı engelleyen yüzey kaplamalarının kullanılması ve dolayısıyla da, damlacık yoğuşmasının kolaylaştırılması, çoğu zaman başvurulan bir uygulamadır. Silikonlar, teflon ve birçok yağ ve yağlı asitler, bu amaçla sıklıkla kullanılırlar. Fakat bu tür kaplamalar, paslanma, kirlenme ve doğrudan silinme sonucunda, yavaş yavaş etkinliklerini kaybederler ve sonuçta film yoğuşması gerçekleşir.

Endüstriyel uygulamalarda, damlacık yoğuşması istense de, bu durumun gerçekleşmesi zordur. Bu nedenle; film yoğuşmasındaki ısı taşınım katsayıları, damlacık yoğuşmasındakilerden daha küçük olduğu için, yoğuşturucu tasarımı hesaplamaları, çoğunlukla, film yoğuşması kabul edilerek yapılır.

### 3.1 Düşey Bir Levha Üzerinde Laminer Film Yoğuşması

Film yoğuşması, birçok karmaşık olayı içine alır. Film, levhanın üst kısmında oluşur ve yer çekiminin etkisiyle aşağıya doğru akar.  $\delta$  kalınlığı ve sıvının kütle debisi  $m$ , doyma  $T_{sat}$  sıcaklığındaki sıvı- buhar ara yüzeyinde süregelen yoğuşma nedeniyle, artan  $x$  ile artarlar. Bununla birlikte, bu ara yüzeyden, yüzey sıcaklığı ( $T_s$ ) < doyma sıcaklığı ( $T_{sat}$ ) sıcaklığındaki yüzeye film üzerinden ısı geçişi vardır. En genel durumda buhar, kızgın ( $T_{v,\infty} > T_{sat}$ ) veya birden fazla yoğuşamayan gaz içeren bir karışımın parçası olabilir.

Şekil 3.3'te düşey bir yüzey üzerinde film yoğuşmasına ait sınır tabakaları görülmektedir.



**Şekil 3.3** Bir düşey yüzey üzerinde film yoğuşması ile ilgili sınır tabaka etkileri.

Film tip yoğuşma ile ilgili ısı transfer hızı eşitlikleri, ilk defa Nusselt tarafından çıkarılmıştır. Nusselt'in kabullerine göre; sıvı filmi için laminar akış ve sabit özellikler kabul edilir. Gazın saf bir buhar olduğu ve  $T_{sat}$  sıcaklığına eşit sabit bir sıcaklıkta bulunduğu kabul edilir. Buharın içinde bir sıcaklık gradyeni olmayınca, sadece yoğuşma ile sıvı- buhar ara yüzeyine ısı geçişi gerçekleşir. İletimle ısı geçişi gerçekleşmez. Sıvı- buhar ara yüzeyinde kayma gerilmesi ihmal edilir ve buna bağlı olarak  $\partial u / \partial y = 0$  olduğu varsayılır.

Yapılan tüm bu kabüller ile tüm levha için ortalama ısı taşınım katsayısı, aşağıda verilmiştir.

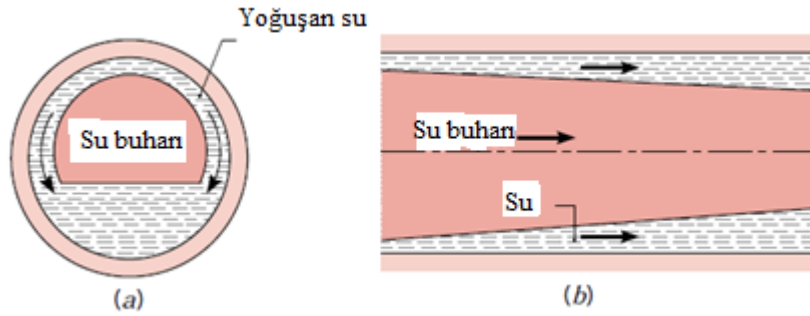
Yapılan tüm bu kabüller ile tüm levha için ortalama ısı taşınım katsayısı, aşağıda verilmiştir.

$$\bar{h} = 0.943 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} L^3}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_s)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.1)$$

Burada;  $\rho_l$  : sıvı yoğunluğu,  $\rho_v$  : buhar yoğunluğu  $h'_{fg}$ : yoğuşma gizli ısısı L: levha karakteristik uzunluğu,  $\mu_l$ : sıvı dinamik viskozitesi,  $k_l$ : sıvı iletim katsayısı,  $h'_{fg}$ : düzeltilmiş gizli ısı

### 3.2 Yatay Borular İçin Film Yoğuşması

Endüstriyel sistemlerde kullanılan yoğuşturucularda, buharın yatay veya düşey borularda yoğuşma durumu vardır. Ancak boru içerisindeki yoğuşma karmaşıktır ve boru içinde akan buharın hızı ile doğrudan ilgilidir. Eğer boru içerisindeki hız düşük ise, yatay boru içindeki yoğuşma Şekil 3.4'de gösterildiği biçimde gerçekleşir.



**Şekil 3.4** Yatay bir boru içerisindeki film yoğuşması (a) Düşük buhar hızları için sıvı akışının radyal kesiti (b) Yüksek buhar hızları için sıvı akışının aksenal kesiti.

Sıvı akışı, borunun üst kısmından alt kısmına doğru, oradan da buhar ile birlikte aksenal doğrultuda olur.

$$Re_{v,i} = \left( \frac{\rho_v u_{m,v} D}{\mu_v} \right)_i < 35000 \quad (3.2)$$

sağlanmak koşulu ve düşük buhar hızları için, i indisi boru girişini göstermek üzere, Chato (1962),

$$\bar{h}_D = 0.555 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right) \quad (3.3)$$

bağıntısını önermiştir.

### 3.3 Damlacık Yoğuşması

Damlacık yoğuşmasında ısı taşınım katsayıları, film yoğuşmasındaki değerlerden, yaklaşık on kat daha büyüktür. Damlacık yoğuşmada, bir sıvı filmi oluşmadığı için ısı transferi için bir direnç de oluşmaz. Bu nedenle, damlacık yoğuşmasının uygulandığı ısı değiştiricilerinde diğer ısıl dirençler, yoğuşma ile ısı geçişine olan dirençten, çok daha büyüktürler ve bu nedenle, yoğuşma için çok hassas bağıntılara gerek yoktur.

### 3.4 Çok Fazlı Akış Modelleme Yaklaşımları

Çok fazlı akışlar içerisinde gaz- sıvı akışları önemli bir yere sahiptir. Gaz sıvı akışlarının analizi genel olarak karmaşıktır. Bu tip çok fazlı akışlarda, faz sınırlarında dinamik olarak kütle, momentum ve enerji geçişi gerçekleşir. Diğer bir önemli nokta ise; her bir faz farklı ortalama hız ve sıcaklığa sahip olabileceğinden iki fazlı akış çoğunlukla ısı ve hız olarak dengede değildir.

Çok fazlı akışların modellenmesinde iki önemli yaklaşımdan bahsedilebilir. Bu yaklaşımlardan biri; fazların istatistiksel ve ortalama özelliklerinin kullanılarak tanımlanması konseptine dayanır. Diğer bir yaklaşım ise, akışkanların iç içe geçmiş ortam yapısı içerisinde formülize edilmesidir. İç içe geçmiş ortam yapısı yaklaşımında, fazlar arası kütle, momentum ve enerji geçişleri, her bir faza etkiyen fazlar arası etkileşim terimleri olarak modellenir. Bu yaklaşımda hacimsel oran kavramı geliştirilmiştir. Hacimsel oran kavramında önemli noktalar aşağıda verilmiştir:

- Herhangi bir fazın hacmi diğer faz tarafından işgal edilemez
- Fazların hacimsel oranları toplamı bire eşittir.
- Fazların hacimsel oranları zamanda ve uzayda devamlı fonksiyonlar olarak ele alınır.

### 3.5 Eulerian Çok Fazlı Akış Modeli (Multiphase- Eulerian)

Çok fazlı akış modelleri arasında, Eulerian modeli en kapsamlı modellerden biridir. Eulerian akış modeli, iki veya daha fazla birbiri ile karışabilen fazların akışlarının

çözümlemesinde kullanılır. Bu akış modelinde, momentum ve süreklilik denklemleri her bir faz için ayrı ayrı çözülür. Fazlar için hesaplanan değerler arasındaki bağlantı basınç ve arafaz değişim katsayıları üzerinden yapılır. Fazlar için tanımlanan denklemler arası bağlantının şekli, fazların tipine göre belirlenir. Katı-sıvı akışlar ile sıvı-sıvı akışlar birbirinden farklı olarak ele alınır. Eulerian çok fazlı akış modeli, çok sayıda ayrık ve birbiri ile etkileşim durumundaki fazların modellenmesine imkan verir.

### 3.5.1 Hacimsel Oran Denklemi

Hacimsel oran kavramı; iç içe geçmiş ortam yapılarında fazların tanımı için kullanılır. Hacimsel oran kavramı, her bir fazın işgal ettiği yeri temsil eder. Bununla birlikte kütle ve momentumun korunumu yasaları ile birlikte çözülür.

Herhangi bir q fazı için hacimsel oran denklemi aşağıda verilmiştir:

Herhangi bir q fazı için hacimsel oran denklemi aşağıda verilmiştir:

$$V_q = \int \alpha_q dV \quad (3.4)$$

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (3.5)$$

Fazın efektif yoğunluğu,

$$\hat{\rho}_q = \alpha_q \rho_q \quad (3.6)$$

Burada  $\rho_q$  q fazının fiziksel yoğunluğudur.

### 3.5.2 Korunum Denklemleri

Korunum denklemleri su buharı, hava ve su fazlarının çözümü için yazılmıştır. Denklemlerdeki p ve q indisleri fazları ikişerli olarak temsil etmektedir. Her faz için korunum denklemleri ayrı ayrı çözülür.

#### 3.5.2.1 Kütle korunumu denklemi

Herhangi bir q fazının süreklilik denklemi Denklem 3.7'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (3.7)$$

Denklemdaki ifadeler incelenecek olursa;  $\vec{v}_q$  q fazının hızını,  $\dot{m}_{pq}$  p fazından q fazına gerçekleşen kütle transferini ve  $\dot{m}_{qp}$  ise q fazından p fazına gerçekleşen kütle transferini temsil etmektedir.  $S_q$  ise kaynak terimidir. Eulerian çok fazlı akış modelinde dışarıdan kullanıcı tarafından tanımlanan bir kaynak terimini tanımlar.

Yukarıda ifade edilen kütle korunumu denklemi su buharı ve su için geçerlidir. Hava için çözülen kütle korunumu denkleminde denklemin sağ tarafı  $(\sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}))$  sıfır alınır. Çünkü hava ile diğer fazlar arasında herhangi bir kütle transferi gerçekleşmez.

### 3.5.2.2 Momentumun korunumu denklemi

Yukarıda q fazının süreklilik denklemi ele alınmıştı. Aynı şekilde q fazı için momentumun korunumu ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & \alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} + \\ & \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}) + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{vm,q}) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Bu denklemde  $\bar{\bar{\tau}}_q$  faz gerilim tensörüdür.  $\mu_q$  ve  $\lambda_q$  q fazının farklı vizkoziteleri değerleri,  $\vec{F}_q$  dış kuvvet,  $\vec{F}_{lift,q}$  kaldırma kuvvetidir.

$$\bar{\bar{\tau}}_q = \alpha_q \mu_q \left( \nabla \vec{v}_q + \nabla \vec{v}_q^T \right) + \alpha_q \left( \lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{v}_q \vec{I} \quad (3.9)$$

$\mu_q$  ve  $\lambda_q$  q fazının farklı vizkoziteleri değerleri,  $\vec{F}_q$  dış kuvvet,  $\vec{F}_{lift,q}$  kaldırma kuvveti.  $\vec{R}_{pq}$  fazlar arası etkileşim kuvveti ve p tüm fazlar arası paylaşılan basınçtır.  $\vec{v}_{pq}$  arafaz hızıdır. Eğer  $\dot{m}_{pq} > 0$ ,  $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p$  iken;  $\dot{m}_{pq} < 0$  ise,  $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_q$  olur. Aynı şekilde,  $\dot{m}_{qp} > 0$ ,  $\vec{v}_{qp} = \vec{v}_q$  iken;  $\dot{m}_{qp} < 0$  ise,  $\vec{v}_{qp} = \vec{v}_p$  olur.

$\vec{R}_{pq}$  fazlar arası etkileşim kuvveti sürtünme, basınç, kohezyon ve diğer etkilere oluşur ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\sum_{p=1}^n \vec{R}_{pq} = \sum_{p=1}^n K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q) \quad (3.10)$$

Bu denklemde;  $K_{pq}$  arafaz momentum değişim katsayısı ile  $\vec{v}_p$  ve  $\vec{v}_q$  faz hızlarıdır.

Momentumun korunumu denklemi su buharı ve su için yukarıdaki denklemde ifade edildiği gibidir. Ancak hava için çözülen momentumun korunumu denkleminde, fazlar arası kütle geçişi ifadelerinin bulunduğu kısım ( $\sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp})$ ) sıfıra eşittir. Çünkü kuru havanın diğer fazlarla arasında kütle transferi gerçekleşmez.

### 3.5.2.3 Fazlar arası momentum geçiş katsayıları

Katı parçacık içermeyen çok fazlı akışlar için, akışta daha fazla nüfûza sahip olan akışkan birincil akışkan olarak ele alınır. Diğer fazlar ise damla veya kabarcık halinde ikincil akışkan olarak modellenir. Bu tip kabarcıklı veya damlacıklı, sıvı-sıvı veya gaz-sıvı karışımları için fazlar arası değişim katsayısının en genel formu,

$$K_{pq} = \frac{\rho_p f}{6\tau_p} d_p A_i \quad (3.11)$$

$A_i$  fazlar arası alan,  $f$  direnç fonksiyonu ve  $\tau_p$  parçacık rahatlatma süresidir.

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_p} \quad (3.12)$$

$d_p$  kabarcık veya damlacık çapıdır.  $f$  ise bağıl Reynolds sayısına göre hesaplanan  $C_D$  sürüklenme katsayısını içeren direnç fonksiyonudur.

### 3.5.2.4 Yoğuşmalı akışların modellenmesinde kullanılan sürüklenme katsayısı modelleri

Schiller ve Naumann (1937) tarafından geliştirilen sürüklenme katsayısı modeli genel olarak çok fazlı akışlarda iyi sonuçlar vermektedir. Bu model hem yüksek hem de düşük Reynold sayılı sıvı-sıvı ve gaz- sıvı akışlarda, sürüklenme katsayısının modellenmesinde kullanılan doğru bir yaklaşımdır.

$$f = \frac{C_D Re}{24} \quad (3.13)$$

$$C_D = \begin{cases} 24 (1 + 0.15 Re^{0.687}) / Re & Re \leq 1000 \\ 0.44 & Re > 1000 \end{cases} \quad (3.14)$$

$C_D$  katsayısı yukarıdaki denklemde ifade edildiği gibi bulunur. Bu denklemdeki  $Re$ , bağıl Reynold sayısıdır. Birincil faz  $q$  ve ikincil faz  $p$  için, bağıl Reynold sayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$Re = \frac{\rho_q |\vec{v}_p - \vec{v}_q| d_p}{\mu_q} \quad (3.15)$$

İkincil fazlar  $p$  ve  $r$  için bağıl Reynold sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho_q |\vec{v}_r - \vec{v}_p| d_{rp}}{\mu_{rp}} \quad (3.16)$$

$\mu_{rp} = \alpha_p \mu_p + \alpha_r \mu_r$  şeklinde ifade edilir ve  $p$ -  $r$  fazlarının karışım viskozitesidir.

Tomiyama (1998) sıvı-gaz akışları için sürüklenme katsayısının belirlenmesine yönelik geliştirdikleri model kabarcıkların farklı şekillere sahip olduğu sıvı-gaz akışları için iyi sonuç vermektedir.

$$f = \frac{C_D Re}{24} \quad (3.17)$$

$$Re = \frac{\rho_q |\vec{v}_p - \vec{v}_q| d_p}{\mu_q} \quad (3.18)$$

$$C_D = \max \left( \min \left( \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}), \frac{72}{Re} \right), \frac{8}{3} \frac{Eo}{Eo + 4} \right) \quad (3.19)$$

$$Eo = \frac{g(\rho_q - \rho_p) d_p^2}{\sigma} \quad (3.20)$$

$C_D$  hesaplanırken kullanılan  $E_o$ , Eötvös sayısıdır.

Schiller ve Naumman, Tomiyama modellerinden başka Grace ve diğerleri (1978), kabarcıkların farklı şekillere (elips, küre, daire) sahip olduğu sıvı-gaz akışları için iyi sonuçlar veren model geliştirmişlerdir.

Yapılan çalışmada hava, su buharı ve su bulunduğu için hem gaz- gaz hem de sıvı-sıvı akışlar arasındaki sürüklenme katsayısı söz konusudur. Bu nedenle Schiller ve Naumman tarafından geliştirilen model diğer sürüklenme katsayısı modellerine göre daha kullanışlıdır.

### 3.5.2.5 Yoğuşmalı akışlarda fazlar arası yüzey gerilme kuvvetinin modellenmesi

Yüzey gerilmesi kuvveti çok fazlı akışlarda momentum denkleminde kaynak terimi olarak eklenir ve ona göre çözüm yapılır. Yüzey gerilmesi, akışkan içerisindeki moleküller arasındaki etkileşim kuvvetlerinin sonucunda ortaya çıkar.

Brackbill ve diğerleri (1992), yüzey gerilmesi kuvvetini hesaplamaya yönelik sürekli yüzey kuvveti modelini önermişlerdir. Modelde yüzey boyunca oluşan basınç düşüşü, yüzey gerilmesi katsayısı ve fazların ortogonal yönlerdeki yarıçaplarına göre hesaplanan yüzey eğriliğine göre belirlenmektedir.

$$p_2 - p_1 = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.21)$$

Bu denklemde  $\sigma$  yüzey gerilme katsayısıdır. Sayısal modellemede, yüzeylerin normaleri hacimsel oranların gradyeni olarak belirlenmektedir.

$$n = \nabla \alpha_q \quad (3.22)$$

Yüzey eğriliği ise birim normalin fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.

$$\kappa = \nabla \hat{n} \quad (3.23)$$

$$\hat{n} = \frac{n}{|n|} \quad (3.24)$$

Brackbill ve diğerlerinin (1992) önerdikleri modelde yüzey gerilme kuvveti, iki fazlı akışlar için Denklem 3.48'deki gibi ifade edilmektedir.

$$F_{vol} = \sigma_{ij} \frac{\rho \kappa_i \nabla \alpha_i}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (3.25)$$

Yüzey gerilmesi kuvvetinin modellenmesi sıvı- gaz fazı içeren akışlar için kritiktir. Tez çalışmasında hava-su çifti için yüzey gerilmesi kuvveti modellenmesi yapılmıştır.

### 3.5.2.6 Enerjinin korunumu denklemi

Eulerian çok fazlı akış modelinde, her bir faz için ayrı ayrı entalpi eşitliği yazılabilir. Su buharı, su ve hava için ayrı ayrı çözümleme yapılır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q u_q h_q) = -\alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \bar{\tau}_q \nabla \cdot \vec{u}_q - \nabla \cdot \vec{q}_q \\ + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Denklemdaki ifadeler açıklanacak olursa;  $h_q$  q fazının özgül entalpi,  $\vec{q}_q$  ısı akısı,  $Q_{pq}$  p ve q fazları arası ısı transferi,  $h_{pq}$  arafaz entalpisini belirlemektedir.  $h_{pq}$  arafaz entalpisi ise örneğin; buharlaşma esnasında, damlacık sıcaklığındaki buharın entalpisidir.

$$Q_{pq} = -Q_{qp} \quad (3.27)$$

Hava için çözülen enerjinin korunumu denkleminde, kütle transferi gerçekleşmediği için  $h_{pq}$  arafaz entalpisi sıfıra eşittir. Bu nedenle enerjinin korunumu denklemindeki

### 3.5.2.7 Fazlar arası ısı geçiş katsayıları

Enerjinin korunumu denklemi çözümlemesinde, fazlar arası enerji transferinin hacimsel hızı sıcaklık farkının fonksiyonu olarak ele alınabilir.

$$Q_{pq} = h_{pq}(T_p - T_q) \quad (3.28)$$

$h_{pq}$ , p ve q fazları arası hacimsel ısı transfer katsayısıdır. Isı transfer katsayısı p fazının Nusselt sayısının belirlenmesi ile bulunabilir.

$$h_{pq} = \frac{k_q Nu_p}{d_p} A_i \quad (3.29)$$

Bu denklemde;  $k_q$  birincil fazın ısı iletim katsayısı ve  $A_i$  fazlar arası yüzey alanıdır. Nusselt sayısı literatürte raporlanan çeşitli korelasyonlardan yararlanarak belirlenebilir.

Fazlar arasında ısı geçişi modellenmesinde, Ranz ve Marshall (1952), oldukça sık kullanılan bir Nusselt sayısı bağıntısı geliştirmiştir.

$$Nu_p = 2.0 + 0.6 Re_p^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.30)$$

$Re_p$  ikincil fazın çapına bağlı Reynolds sayısıdır ve  $|\vec{u}_p - \vec{u}_q|$  bağlı hız ve birincil fazın Prandtl sayısıdır. Nusselt sayısı bulunurken kullanılan Prandtl sayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Pr = \frac{c_{p,q} \mu_q}{\kappa_q} \quad (3.31)$$

Ranz ve Marshall tarafından geliştirilen bu modelde herhangi bir Prandtl sayısı veya Reynold sayısı aralığı kısıtı bulunmamaktadır. Bu yüzden Ranz ve Marshall tarafından geliştirilen bu model fazlar arası ısı geçişi katsayısının belirlenmesinde oldukça kullanışlıdır.

Ranz ve Marshall dışında, Tomiyama (1998)'da düşük Reynold sayılı akışlarda, fazlar arası ısı geçişi katsayısının belirlenmesi için bağıntılar geliştirmiştir.

Hughmark (1967) ise geliştirdiği modelde belirli Prandtl sayısı aralığında fazlar arası ısı geçişi katsayısının belirlenmesi için bazı bağıntılar geliştirmiştir.

### 3.6 Çok Fazlı Akışlarda Kütle Transferi

Kütle transferinden kaynaklanan kaynak terimleri momentum ve enerji denklemlerine eklenir.  $m_{pq}$  fazından q fazına birim hacimdeki kütle transfer oranı ele alınsın.

### 3.6.1 Kütle Denklemi

p ve q fazları için süreklilik denkleminde kaynak terimler sırasıyla Denklem 3.32 ve 3.33'de ifade edilmiştir. Kütle transferi sadece su buharından suya gerçekleştiği için, bu kaynak terimler su buharı ve su için çözülen süreklilik denkleminde eklenir.

$$m_p = -m_{pq} \quad (3.32)$$

$$m_q = m_{pq} \quad (3.33)$$

### 3.6.2 Momentum Denklemi

Eulerian çok fazlı akış modelinde, p ve q fazı için momentum denkleminde kaynak terimler sırasıyla Denklem 3.34 ve 3.35'de ifade edilmiştir. Süreklilik denkleminde olduğu gibi, kütle transferi sadece su buharından suya gerçekleştiği için, bu kaynak terimler su buharı ve su için çözülen momentum denkleminde eklenir.

$$m_p \vec{u}_p = -m_{pq} \vec{u}_p \quad (3.34)$$

$$m_q \vec{u}_q = m_{pq} \vec{u}_p \quad (3.35)$$

### 3.6.3 Enerji Denklemi

Bütün çok fazlı akış modellerinde, p ve q fazları için enerji denkleminde kaynak terimler sırasıyla Denklem 3.36 ve 3.37'de ifade edilmiştir.

$$H_p = -m_{pq}(h_q^f - h_p^f) \quad (3.36)$$

$$H_q = m_{pq}(h_q^f - h_p^f) \quad (3.37)$$

Bu denklemlerde  $h_p^f$  ve  $h_q^f$  sırasıyla, p ve q fazları için oluşum entalpileridir. Oluşum entalpileri arasındaki fark ise fazlar arası (su buharı- su) geçişteki gizli ısıyı göstermektedir. Süreklilik ve momentumun korunumu denklemlerinde olduğu gibi, enerji denkleminde de kaynak terimler yalnızca su buharı ve su için eklenir.

### 3.6.4 Buharlaşma- Yoğuşma Modeli

Eulerian buharlaşma- yoğuşma modelinde su buharı kütle transport denkleminde Lee (1979) modeli baz alınmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (3.38)$$

Bu denklemde;  $v$  su buharı fazı,  $\alpha_v$  buhar hacimsel oranı,  $\rho_v$  buhar yoğunluğu  $\vec{V}_v$  buhar fazı hızı  $\dot{m}_{lv}$  ve  $\dot{m}_{vl}$  sırasıyla buhar fazından suya, sudan buhar fazına olan kütle transfer oranlarıdır. Birimleri  $\text{kg/m}^3\text{s}$ 'dir.

Aşağıda bahsedilen sıcaklıklara bağlı olarak, kütle transferi buharlaşma veya yoğuşma olarak ifade edilir.”

Eğer  $T_l > T_{sat}$  ise, buharlaşma:

$$\dot{m}_{lv} = \text{katsayı} * \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (3.39)$$

Eğer  $T_{sat} > T_v$  ise, yoğuşma:

$$\dot{m}_{vl} = \text{katsayı} * \alpha_v \rho_v \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (3.40)$$

Bu denklemler kütle transfer oranlarını göstermektedir. Kütle transfer oranlarının gizli ısı ile çarpılması sonucu yoğuşma modelinde enerji denklemi için kaynak terimi elde edilir.

Hertz Knudsen (1882) buharlaşma- yoğuşma akısını ifade eden formül geliştirmişlerdir. Denklem 3.39 ve 3.40'daki katsayılar Hertz Knudsen formülü yardımı ile elde edilir.

$$\text{katsayı} = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi R T_{sat}}} L \left( \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (3.41)$$

Bu denklemde  $d_b$  damlacık çapı,  $L$  gizli ısı,  $R$  evrensel gaz sabiti,  $M$  buhar molar kütlesi,  $\beta$  ise buhar moleküllerinin oranıdır. Katsayı eşitliği Denklem 3.39 ve 3.40 ile

çarpılarak, kütle transfer miktarını veren denklemin son hali elde edilir. Bu terim yukarıda da bahsedildiği gibi kaynak terimi olarak korunum denklemlerine eklenir.

### 3.7 Türbülansın Genel Modellenmesi

Genel olarak türbülansın modellenmesinde spektral ve istatistiksel metodlar kullanılır. Bu kısımda istatistiksel metod ile birlikte, çeşitli türbülans modelleri için çözülen denklemler ele alınmıştır.

#### 3.7.1 İstatistiksel yöntem

Sıkıştırılamaz akışlar için Navier-Stokes denklemi, yerçekimi etkilerinin ihmal edilmesiyle birlikte tensörel olarak Denklem 3.42'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{P}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.42)$$

Benzer şekilde, sıkıştırılamaz akış için süreklilik veya kütle korunumu denklemi tensörel olarak Denklem 3.43'de gösterildiği gibidir.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.43)$$

Türbülansın etkileri nedeniyle, akışa ait değişkenler istatistiksel olarak ortalama ve salınım değerlerinin toplamı olarak ifade edilebilir. Reynolds ayrışımı olarak adlandırılan bu yöntem ile akışa ait ortalama değerler salınım değerlerinden ayrıştırılabilir. Süreklilik ve Navier Stokes denklemlerine Reynolds ayrışımının uygulanması ile Denklem 3.46'da gösterilen Reynolds ortalamalı Navier Stokes denklemi elde edilir.

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (3.44)$$

$$P = \bar{P} + p \quad (3.45)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\bar{P}}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.47)$$

$\overline{u_i u_j}$  Reynolds gerilmesi olarak adlandırılır ve Navier Stokes denkleminin lineer olmaması nedeniyle oluşur.

Denklem 3.42 ile Denklem 3.46'daki bağıntıların farkı, salınım hız denklemini vermektedir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -u_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{p}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \vartheta \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \overline{u_i u_j} \right) \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.49)$$

Bazı matematiksel düzenlemelerle denklem 3.48'in son hali yani Reynolds gerilmesi denklemini elde edilir.

$$R_{ij} = \overline{u_i u_j} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + \bar{U}_m \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m} = & -R_{ij} \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_m} - R_{jm} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_m} + \overline{\frac{p}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} - \frac{\partial}{\partial x_m} (\overline{u_i u_j u_m}) - \\ & \frac{\partial}{\partial x_m} \left[ \frac{p}{\rho} (u_i \delta_{jm} + u_j \delta_{im}) \right] - 2\vartheta \frac{\partial u_i}{\partial x_m} \frac{\partial u_j}{\partial x_m} + \vartheta \frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_m \partial x_m} \end{aligned} \quad (3.51)$$

Türbülans kinetik enerjisinin denklemini Denklem 3.53'de belirtilmektedir.

$$k = \frac{1}{2} R_{jj} \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = & -R_{jm} \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_m} - \frac{\partial}{\partial x_m} \left( u_m \frac{\overline{u_j u_j}}{2} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\overline{u_j p}}{\rho} \right) \\ & - \vartheta \frac{\partial u_j}{\partial x_m} \frac{\partial u_j}{\partial x_m} + \vartheta \frac{\partial^2 k}{\partial x_m \partial x_m} \end{aligned} \quad (3.53)$$

Denklem 3.53'de eşitliğin sağ tarafındaki terimler sırasıyla ortalama hız gradyenleri etkisiyle oluşan türbülans kinetik enerjisinin üretimi, hız salınımlarının oluşturduğu yayılımsal taşınım, basınç salınımlarının oluşturduğu yayılımsal taşınım, viskoz

disipasyon ve son olarak molekül sel yayılım terimidir. Aşağıdaki denklemde tübülansın kinetik enerjisinin son hali görülmektedir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_m \frac{\partial k}{\partial x_m} = P + D - \varepsilon + \vartheta \frac{\partial^2 k}{\partial x_m \partial x_m} \quad (3.54)$$

Türbülans modelleri birinci ve ikinci dereceden modeller olmak üzere ikiye ayrılır. Birinci dereceden türbülans modelleri; sıfır denklemliler, bir denklemliler, iki denklemliler türbülans modelleridir. Bunların arasından genel olarak çözümü kolay olan ve daha doğru sonuçlar veren iki denklemliler modellerdir. İkinci dereceden türbülans modeli Reynolds Stress Modelidir ve yedi denklemlilerdir. RSM türbülans modeli daha doğru sonuçlar verse de, modeldeki katsayıların deneysel olarak elde edilip doğru bir şekilde tanımlanması gerekir. Bu durumda çözümü zorlaştırır.

### 3.7.2 İki denklemliler modeller

İki denklemliler türbülans modelleri genel olarak türbülans viskozitesi yaklaşımı kullanılarak oluşturulmuştur. Türbülans viskozitesi yaklaşımında Reynolds gerilmeleri Denklem 3.55'deki gibi ifade edilmektedir.

$$R_{ij} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \vartheta_t (\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.55)$$

$$\vartheta_t = c_\mu l \sqrt{k} \quad (3.56)$$

$\vartheta_t$  türbülans viskozitesini ve  $l$  yüksek enerjili türbülans paketlerinin karakteristik uzunluğunu belirlemektedir. İki denklemliler modeller genel olarak hız ve türbülans uzunluk ölçekleri için oluşturulan taşınım denklemlerini içerir. Hız ölçeği için türbülans kinetik enerjisi denklemliler kullanılır. Türbülans uzunluk ölçeği bir  $Z$  değişkene ait taşınım denklemlilerin çözülmesi ile elde edilir.

$$Z = k^m l^n \quad (3.57)$$

$$\frac{dZ}{dt} = C_{Z1} \frac{Z}{k} P + \left( \frac{l}{Pr_z} Z_{,i} \right)_i - C_{Z2} Z \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (3.58)$$

### 3.7.2.1 Standart k-ε türbülans modeli

k-ε türbülans modeli geniş kapsamda test edilen ve kullanılan iki denklemlilik türbülans modelidir. Denklem 3.102’de m sayısının 3/2 ve n sayısının -1 olarak kullanılması ile elde edilir. k-ε türbülans modeline ait taşınım denklemleri, türbülans kinetik enerjisi denklemleri ve kinetik enerjinin dissipasyon (yıkım) denklemlerinden oluşmaktadır. k-ε türbülans modeli ile k ve ε değerleri elde edilir. Daha sonra ise türbülans viskozitesi bulunması ile Reynolds gerilme tensörü hesaplanır.

$$\frac{dk}{dt} = P + \left( \frac{\vartheta_t}{Pr_k} k_{,i} \right)_{,i} - \varepsilon \quad (3.59)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = C_{\varepsilon 1} \frac{P\varepsilon}{k} + \left( \frac{\vartheta_t}{Pr_\varepsilon} \varepsilon_{,i} \right)_{,i} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.60)$$

Denklem 3.59 ve 3.60’de P ile gösterilen terim türbülans kinetik enerjisinin üretim terimidir.  $\vartheta_t$  terimi ise türbülans viskozitesini belirtmektedir.

$$P = \vartheta_t \bar{U}_{i,j} (\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.61)$$

$$\vartheta_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.62)$$

$Pr_k$  ve  $Pr_\varepsilon$  sabitleri türbülans Prandtl-Schmidt sayılarıdır. Denklem 3.59, 3.60, 3.61 ve 3.62’den hesaplanan değerler kullanılarak Reynolds gerilmesi tensörü elde edilir.

$$R_{ij} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \vartheta_t (\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.63)$$

Modeldeki sabitler deneysel olarak elde edilmiştir. Launder (1975), k-ε türbülans modelinde kullanılan sabit sayılar için aşağıdaki nümerik değerleri önermiştir.

$$C_\mu = 0.09, Pr_k = 1.0, Pr_\varepsilon = 1.3,$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

### 3.7.2.2 RNG k-ε türbülans modeli

Yakhot ve Orszag (1986) oluşturdukları ‘renormalization group’ yöntemi olarak adlandırılan istatistiksel tekniği kullanılarak RNG k-ε türbülans modelini

geliştirmişlerdir. Standart k-ε türbülans modeli ile birçok açıdan benzer olan RNG türbülans modeli farklı katsayılara ve taşınım denklemlerine eklenen ilave terime sahiptir. Yakhot ve diğerleri (1992) RNG k-ε türbülans modelini birim şekil değiştirme hızı yüksek akışlar için iyileştirmişlerdir.

$$\frac{dk}{dt} = \vartheta_t S^2 - \varepsilon + \left( \frac{\vartheta_e}{Pr_k} k_{,i} \right)_{,i} \quad (3.64)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon \vartheta_t S^2}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} - R + \left( \frac{\vartheta_e}{Pr_\varepsilon} \varepsilon_{,j} \right)_{,j} \quad (3.65)$$

$$R = \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.66)$$

$$\eta = Sk/\varepsilon \quad (3.67)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij}) \quad (3.68)$$

$$\vartheta_e = \vartheta + \vartheta_t \quad (3.69)$$

$$\vartheta_t = c_\mu k^2/\varepsilon \quad (3.70)$$

Denklem 3.67 ve 3.68’de bulunana S terimi birim şekil değiştirme tensörüdür.

RNG k-ε türbülans modelinde kullanılan sabit sayıların değerleri Yakhot ve diğerleri tarafından aşağıdaki gibi kullanılması öngörülmüştür.

$$C_\mu = 0.085, Pr_k = 0.72, Pr_\varepsilon = 0.72,$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.42, C_{\varepsilon 2} = 1.68, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$$

### 3.7.2.3 Realizable k-ε türbülans modeli

Standart k-ε türbülans modeli türbülans kinetik enerjisinin pozitif işaretli olmasını garanti etse de, bazı normal gerilme bileşenlerinin negatif işaretli olmasına neden olan yüksek kayma gerilmelerinin olduğu durumlarda gerçek dışı sonuçlar vermektedir.

Schiestel (2008), bu durumu düzeltilebilmesi için taşınım denklemlerinden elde edilen değerlerin Denklem 3.71’deki bağıntıyı sağlaması gerektiğini belirtmektedir.

$$\frac{R_{12}}{k} = C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \bar{U}_{1,2} < a \quad (a = 1) \quad (3.71)$$

Schiestel (2008) yüksek hız gradyenlerinin olduğu durumlarda kayma gerilmelerinin limitlenmesi için  $C_\mu$  katsayısına düzeltme faktörünün uygulanmasının en basit çözüm olacağını vurgulamaktadır.

$$R_{ij} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - C_\mu \frac{a}{a + C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\bar{U}_{l,m} \bar{U}_{l,m}}} \frac{k^2}{\varepsilon} (\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.72)$$

Shih ve diğerleri (1995) normal gerilmelerin pozitif işaretli olmasını sağlandığı türbülans viskozitesi modeli geliştirmişlerdir.

$$\overline{u_\alpha^2} \geq 0 \quad \text{ve} \quad \frac{\overline{u_\alpha u_\beta}}{\sqrt{\overline{u_\alpha^2} \cdot \overline{u_\beta^2}}} \leq 1 \quad (a, \beta = 1, 2, 3) \quad (3.73)$$

$$R_{ij} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - C_\mu^* \frac{k^2}{\varepsilon} (\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.74)$$

$$C_\mu^* = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad (3.75)$$

$$A_0 = 4 \quad (3.76)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.77)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (3.78)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{kl}}{\tilde{S}} \quad (3.79)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (3.80)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\omega}_{ij} \tilde{\omega}_{ij}} \quad (3.81)$$

$$\tilde{\omega}_{ij} = \omega_{ij} - 2\varepsilon_{ij}\omega'_{k} \quad (3.82)$$

$$\omega_{ij} = \frac{1}{2}(\bar{U}_{i,j} - \bar{U}_{j,i}) \quad (3.83)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}(\bar{U}_{i,j} + \bar{U}_{j,i}) \quad (3.84)$$

$$\omega'_{i} = \varepsilon_{ij}u_{k,j} \quad (3.85)$$

Shih ve diğerlerinin (1995) geliştirdikleri modelde  $\varepsilon$  taşınım denklemi Denklem 3.86'da gösterilmektedir.

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = C_1 S\varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\vartheta\varepsilon}} - Diff(\varepsilon) \quad (3.86)$$

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \quad (3.87)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (3.88)$$

$$S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (3.89)$$

Shih ve diğerleri (1995),  $C_2$  katsayısının değerini 1.9 olarak önermektedir.

#### 3.7.2.4 Çok fazlı akış modellemesinde türbülans modellerinin uygulanması

Türbülansın akış üzerindeki etkileri çok fazlı akışların modellenmesinde birkaç farklı yöntemle ele alınır. Genel olarak, sayısal modellemede seçilen türbülans modeline ait taşınım denklemleri ya her bir faz ayrı ayrı ya da her iki faz için ortak olarak çözümlenir.

Çok fazlı akışların modellenmesinde türbülans modeline ait taşınım denklemleri her bir faz için ortak olarak çözümlenebilir. Türbülans modelinin taşınım denklemlerinin fazlar için ortak olarak çözülmesi fazların yoğunluklarının oranı bire yakın olduğu durumlarda tercih edilmesi daha uygundur. Bu durumda, türbülans transport denklemlerinde fazların karışım özellikleri ve karışım hızları kullanılır. Standart k- $\varepsilon$  türbülans modeli için türbülans transport denklemlerinin fazlar için ortak kullanılması halinde Denklem 3.90 ve 3.91'deki denklemler kullanılır.

$$\frac{\partial(\rho_m k)}{\partial t} + v_{mj} \frac{\partial(\rho_m k)}{\partial x_j} = P + \left( \frac{\mu_{tm}}{Pr_k} k_{,i} \right)_{,i} - \rho_m \varepsilon \quad (3.90)$$

$$\frac{\partial(\rho_m \varepsilon)}{\partial t} + v_{mj} \frac{\partial(\rho_m \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{P \varepsilon}{k} + \left( \frac{\mu_{tm}}{Pr_{\varepsilon}} \varepsilon_{,i} \right)_{,i} - C_{\varepsilon 2} \rho_m \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.91)$$

$\rho_m$  karışım yoğunluğu ve  $v_m$  karışım hızıdır.

$$\rho_m = \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \quad (3.92)$$

$$v_{mi} = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i v_i}{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i} \quad (3.93)$$

Denklem 3.94'de karışım için türbülans viskozitesi bağıntısı verilmektedir.

$$\mu_{tm} = \rho_m C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.94)$$

Denklem 3.95'te herhangi bir  $i$  fazı için türbülans viskozitesi ifadesi verilmektedir.

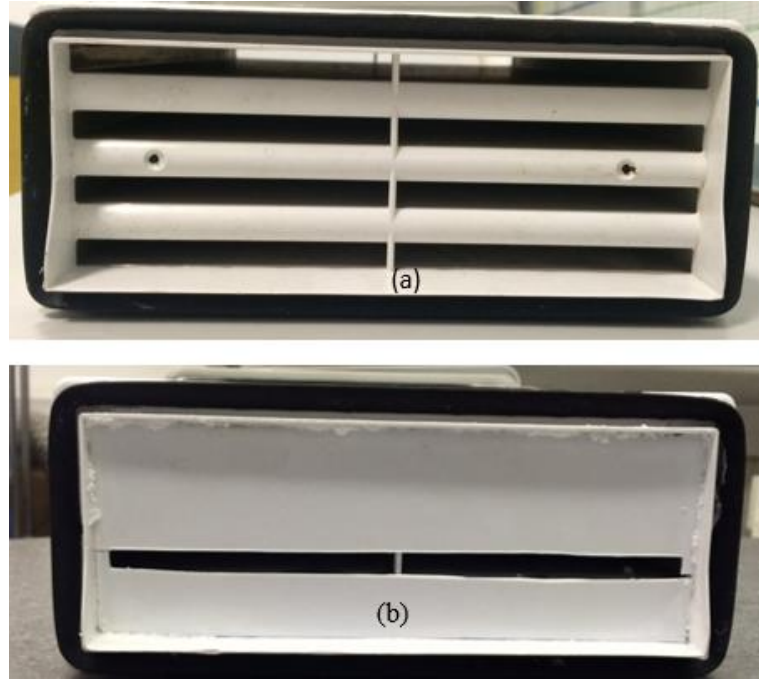
$$\mu_{ti} = \frac{\rho_i}{\rho_m} \mu_{tm} \quad (3.95)$$

Bunun dışında çok fazlı akışların modellenmesinde  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeline ait taşınım denklemleri her bir faz için ayrı ayrı olarak çözümlenebilir. Bu durumda, çözümlenen türbülans transport denklemlerinin sayısı faz sayısı ile doğru oranda artacağı için, çözüm süresi uzayacaktır.

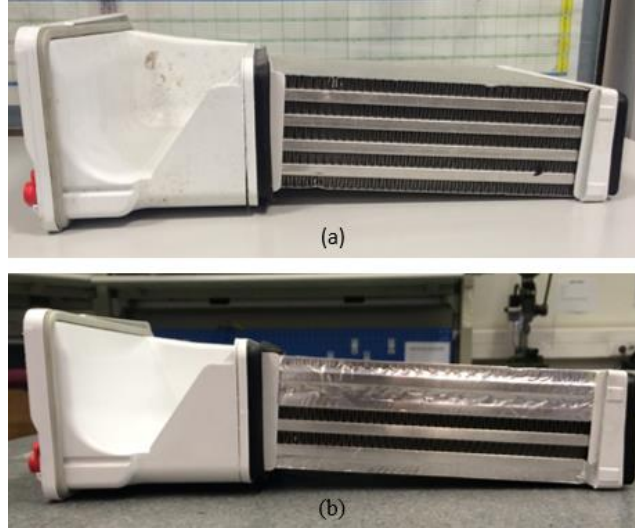
#### 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar kapsamında ev tipi hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip kurutucu kullanılmıştır. Hava soğutmalı yoğuşturucunun soğutma ve proses tarafına ait hava kanallarının her birine pas denmektedir. Pas ifadesi sık sık kullanılacaktır.

Deneysel çalışmada kullanılan kurutma makinesindeki yoğuşturucunun 5 pası soğutma, 4 pası ise proses havasına aittir. Deneysel çalışmalarda, proses tarafına ait 4 pastan 3'ü kapatılarak sistem tek paslı yoğuşturucuya döndürülmüştür. Benzer şekilde soğutma tarafına ait 5 pastan da 3'ü kapatılmıştır. Hava soğutmalı yoğuşturucu bu şekilde kurutma makinesine yerleştirilmiştir. Hava soğutmalı yoğuşturucu ile ilgili yapılan değişiklikler Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



**Şekil 4.1** Hava soğutmalı yoğuşturucu proses pasları (a) Proses pasları orjinal hali (b) Pasların kapatılmış hali



**Şekil 4.2** Hava soğutmalı yoğuşturucunun soğutma pasları (a) Soğutma pasları orjinal hali (b) Pasların kapatılmış hali

Hava soğutmalı yoğuşturucu, kurutucuya yerleştirildikten sonra ilk olarak rüzgar tüneline debi ölçümleri yapılmıştır. Debi ölçümleri sırasında, kurutucunun üfleme kanalı rüzgar tüneline bağlanmıştır. Kurutucunun proses ve soğutma tarafı için ayrı ayrı debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Rüzgar tüneline debi ölçümleri gerçekleştirildikten sonra, kurutma deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerde 3 kg % 60 nemli standart çamaşırlar kullanılmıştır. Kurutucunun belirli yerlerine ısı çiftleri ve nem sensörleri yerleştirilerek sıcaklık ve bağıl nem değerleri anlık olarak kaydedilmiştir. Daha sonra ise kararlı durumda yoğuşma hızı elde edilmiştir.

#### **4.1 Rüzgar Tüneli Test Düzeneği ve Debi Ölçümleri**

Deneyel çalışmalar kapsamında kararlı durumda yoğuşma hızının elde edilmesi için öncelikle proses ve soğutma tarafı debilerinin net olarak belirlenmesi gerekir. Bu nedenle rüzgar tüneli deneyleri kritik bir öneme sahiptir.

Kurutucunun proses ve soğutma taraflarına ait debi ölçümleri için AMCA 210-07 (Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating) standartlarına göre hazırlanmış rüzgar tüneli kullanılmıştır. Proses ve soğutma havası debi ölçümleri için kullanılan rüzgar tüneli Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



**Şekil 4.3** AMCA 210- 07 Standartlarına göre hazırlanmış rüzgar tüneli

Kurutucunun proses ve soğutma fanları ile birlikte tambur aynı motor üzerinden sürülmektedir. Kurutucunun motor devri 3200 devir/dak iken debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.4'te kurutucunun genel hali ve hava soğutmalı yoğuşturucunun yeri gösterilmiştir.



**Şekil 4.4** Deneylerde kullanılan kurutucunun genel görünümü ve hava soğutmalı yoğuşturucunun yeri

Kurutucunun proses ve soğutma debisi ölçülürken, makinenin üfleme ağzı rüzgar tüneline bağlanmıştır. Kurutucunun kapak kısmı ölçümler sırasında açık

bırakılmıştır. Kurutucunun üfleme ağzı rüzgar tüneline Şekil 4.5'te gösterildiği gibi bağlanmıştır.



Şekil 4.5 Kurutucunun üfleme ağzının rüzgar tüneline bağlanması

Rüzgar tüneline kullanılan manometreler yardımı ile sistemin atmosferik basınçta kalması sağlanmıştır. Ortam sıcaklığı 23 °C'de sabittir. Daha sonra rüzgar tüneline bağlı olan ve verileri toplayan bilgisayar ile proses ve soğutma debisi değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.6'da rüzgar tüneline bağlı bilgisayar ve manometreler görülmektedir. Bu manometreler rüzgar tüneline giriş ve çıkışındaki basınç farkını ölçerler.



Şekil 4.6 (a) Rüzgar tüneline bağlı basınç ve debi değerlerini toplayan bilgisayar (b) rüzgar tüneline bağlı manometreler

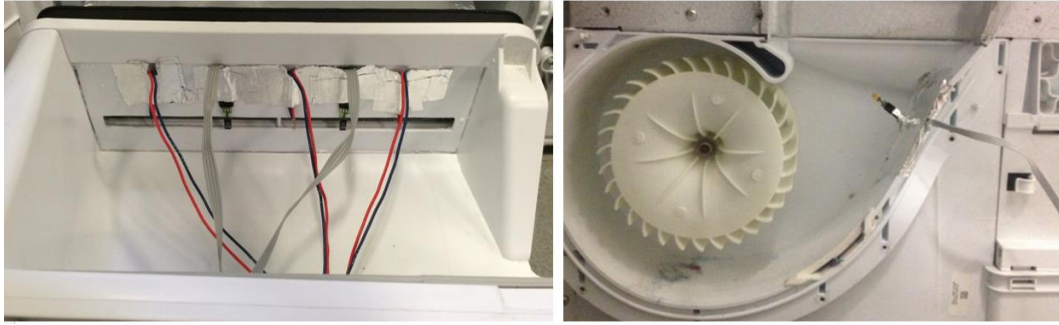
Yapılan debi ölçümlerinde proses hava debisi 17 l/s, soğutma hava debisi ise **11,5 l/s** olarak ölçülmüştür.

## 4.2 Kurutma Deneyi Test Düzeneği

Yukarıda da bahsedildiği gibi kurutma deneylerine geçmeden önce ilk olarak debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Çünkü proses ve soğutma hava debi değerleri kullanılarak yoğuşma hızı hesaplanacaktır.

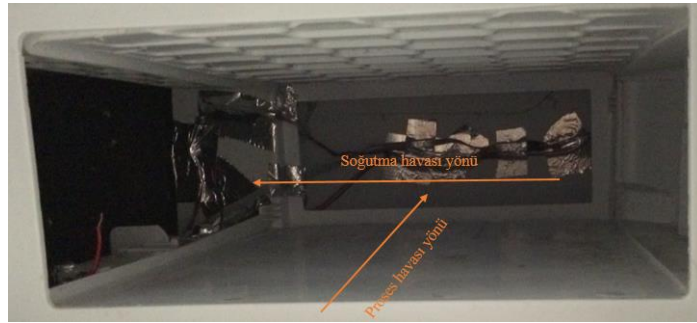
Kararlı durumda, yoğuşturucuda yoğuşma hızının ölçülmesi için bir sonraki adım kurutma deneylerinin gerçekleştirilmesidir. Kurutma deneylerinde 3 kg %60 neme sahip standart çamaşırlar kullanılmıştır. Standart çamaşırlar içerisinde havlu, yastık kılıfı ve çarşaf bulunmaktadır.

Kurutma deneyleri sırasında ortam havası 23°C ve % 50 bağıl neme şartlandırılmıştır. Bu aynı zamanda soğutma havasının yoğuşturucuya giriş şartıdır. Bunun dışında yoğuşturucunun proses tarafının giriş ve çıkışlarına yerleştirilen sıcaklık ve bağıl nem sensörleri Şekil 4.7’de görülmektedir.



**Şekil 4.7** Yoğuşturucunun proses tarafı giriş ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri ve nem sensörleri

Aynı şekilde yoğuşturucunun soğutma tarafının giriş ve çıkışına 3’er adet ısı çifti yerleştirilerek sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucunun soğutma tarafına yerleştirilen ısı çiftleri ve hava akış yönü Şekil 4.8’de görülmektedir.



**Şekil 4.8** Yoğuşturucunun soğutma tarafı ve proses tarafı çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri

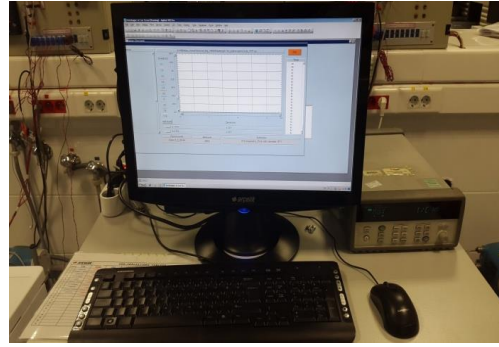
Kurutma deneylerinde kurutucuya gerekli olan gücün sağlandığı, verilen enerjinin ve gücün ölçüldüğü güç analizörü Şekil 4.9’da gösterilmektedir. Kurutma deneyleri sırasında şebekeden 230 V sabit gerilim çekilmektedir. Kurutucu motoru ve ısıtıcısının çektiği toplam güç deney süresince izlenmektedir.

Çamaşır kurutma makinesinin proses fanı, soğutma fanı ve tamburu aynı motor üzerinden sürülmektedir. Kurutucunun motoru BLDC (Brushless DC) motordur.



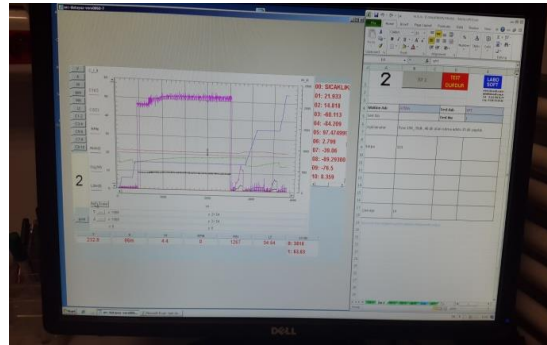
Şekil 4.9 Deney düzeneğinde kullanılan güç analizörü.

Yoğuşturucunun proses ve soğutma tarafının sıcaklık ölçümlerinin işlendiği data işleyici (sağda), kullanılan bilgisayar ve Agilent VEE programının arayüzü Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Kurutma deney düzeneğinde kullanılan bilgisayar ve Agilent VEE programının arayüzü.

Güç analizöründen aldığı verileri, yoğuşturucunun proses ve soğutma tarafının sıcaklık değişimini zamana bağlı analiz eden VTS Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

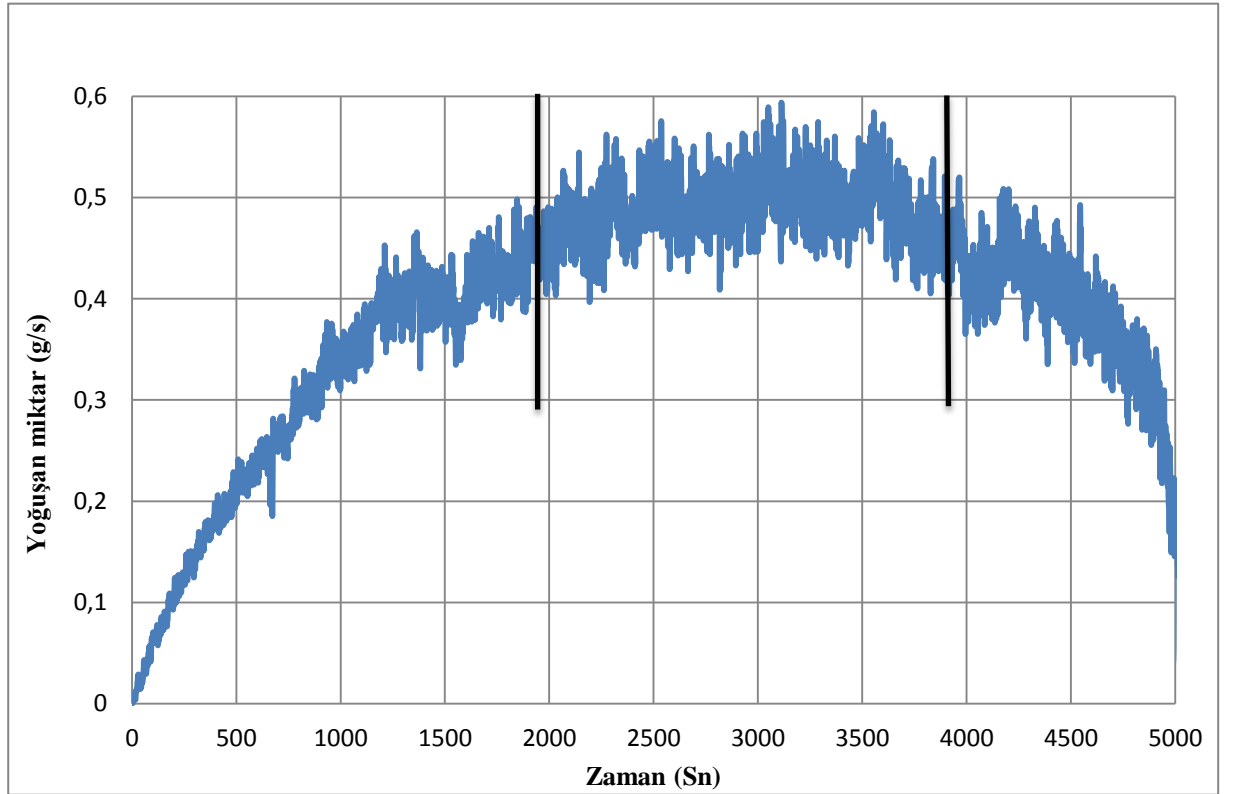


Şekil 4.11 Deney düzeneğinde kullanılan VTS.

### 4.3 Deney Sonuçları

Rüzgar tüneline yapılan debi ölçümlerinden sonra kurutucunun yoğuşturucu kanallarına ısı çiftleri ve nem sensörleri yerleştirilerek çamaşır kurutma deneylerine geçilmiştir. Deneyler 3kg % 60 bağıl neme sahip standart çamaşırlarla yapılmıştır. Deneyler kesinlik açısından beş kere tekrar edilmiştir.

Kurutma deneylerinde anlık olarak sıcaklık ve bağıl nem ölçümleri yapılmıştır. Yoğuşturucuda kararlı durumda yoğuşma hızının hesaplanması için yoğuşturucunun proses tarafı girişine ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleriyle birlikte bağıl nem sensörlerinden anlık olarak veriler alınmıştır. Alınan bu verilerle Psychrom adlı program kullanılarak anlık olarak yoğuşturucunun proses tarafı giriş ve çıkışında özgül nem değerleri hesaplanmıştır. Giriş ve çıkıştaki özgül nem farkı proses hava debisi ile çarpılarak anlık olarak yoğuşan su miktarı değeri elde edilmiştir. Yoğuşan su miktarının zamanla değişimi Şekil 4.12’de görülmektedir.



Şekil 4.12 Yoğuşan su miktarının zamanla değişimi

Şekil 4.12’de kurutma deney süresi boyunca yoğuşturucuda yoğuşan su miktarının zamanla değişimi görülmektedir. Bir kurutma çevrimi üç ayrı fazda incelenebilir. Çevrim başlangıcındaki ilk fazda, çamaşır sıcaklıkları ve ısı pompası sistem

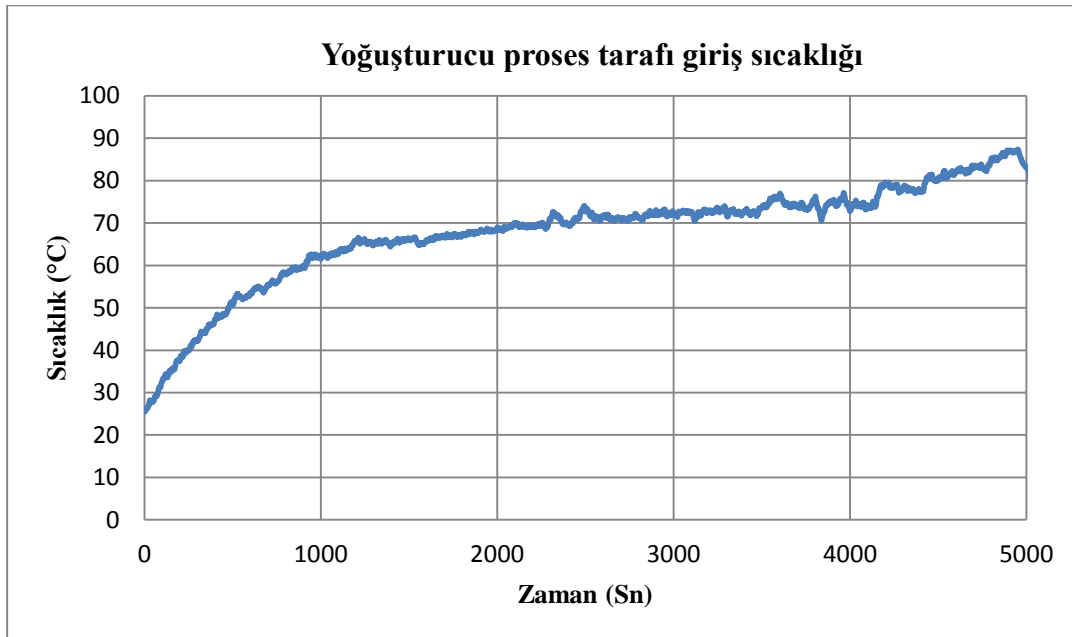
sıcaklıkları artmaktadır. Bu fazdaki nem alma hızları, yaklaşık olarak doğrusal bir şekilde artmaktadır. Kurutmanın ikinci fazında, çamaşırdan etkin bir şekilde nem alınmaktadır. Bu fazda, nem alma hızları maksimum seviyededir. Kurutma prosesinin üçüncü fazında ise artık çamaşır yüzeyindeki nem azalmakta ve nem alma işlemi çamaşırın iç kılcal yapısından gerçekleşmektedir.

Sayısal modelleme kararlı rejim için yapıldığı için deney sonuçlarının da kararlı rejime oturduğu kısımlar modelde baz alınmıştır. Yoğuşan su miktarının zamanla değişimine bakıldığında grafik 3 kısıma ayrılabilir. İkinci kısımda yani deneyin 2000. ve 4000. saniyeleri arasında yoğuşma hızının kararlı rejime oturduğu kabul edilir. Yani çamaşırın üzerinden kaldırılan nem miktarı bu saniyeler arasında sabit kabul edilir.

2000- 4000 arasındaki yoğuşan su miktarı datalarının ortalaması alındığında kararlı rejimde yoğuşturucuda nemli havanın yoğuşma hızının 0,5 g/s olduğu belirlenmiştir.

#### 4.3.1 Yoğuşturucu Proses Tarafı Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçüm Sonuçları

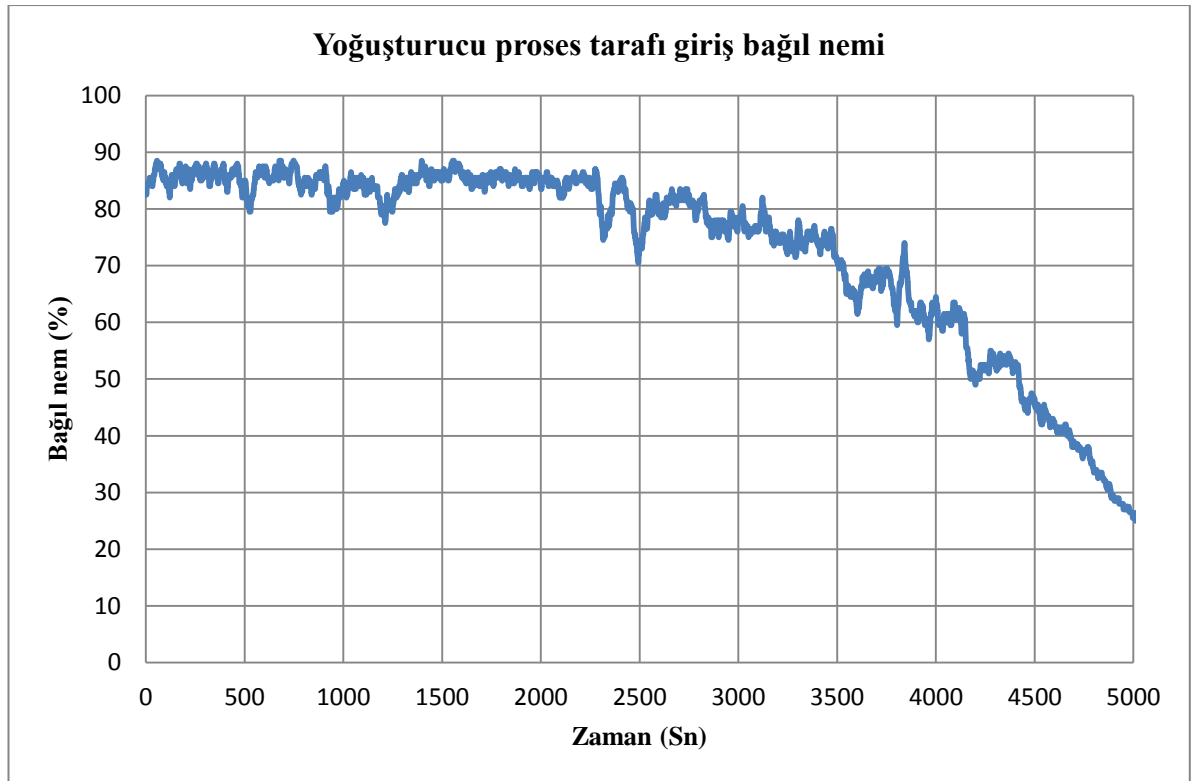
Yoğuşturucunun proses tarafına yerleştirilen 3 adet ısı çiftleriyle deney süresince sıcaklık ölçümleri yapıldığı yukarıda anlatılmıştı. Sıcaklık dataları alınırken bu ısı çiftlerinden okunan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınmıştır. Yapılan bu ölçümlerde deney süresi boyunca yoğuşturucunun proses tarafında hava giriş sıcaklığının değişimi Şekil 4.13'te görülmektedir.



Şekil 4.13 Yoğuşturucu proses tarafı giriş sıcaklığının zamanla değişimi.

Yapılan bu ölçümlerle yoğuşma hızının kararlı rejime oturduğu süre aralığı da (2000-4000 sn arası) göz önüne alındığında, kararlı rejimde yoğuşturcunun proses tarafına hava giriş sıcaklığının 72 °C (345,15 K) olduğu tespit edilmiştir.

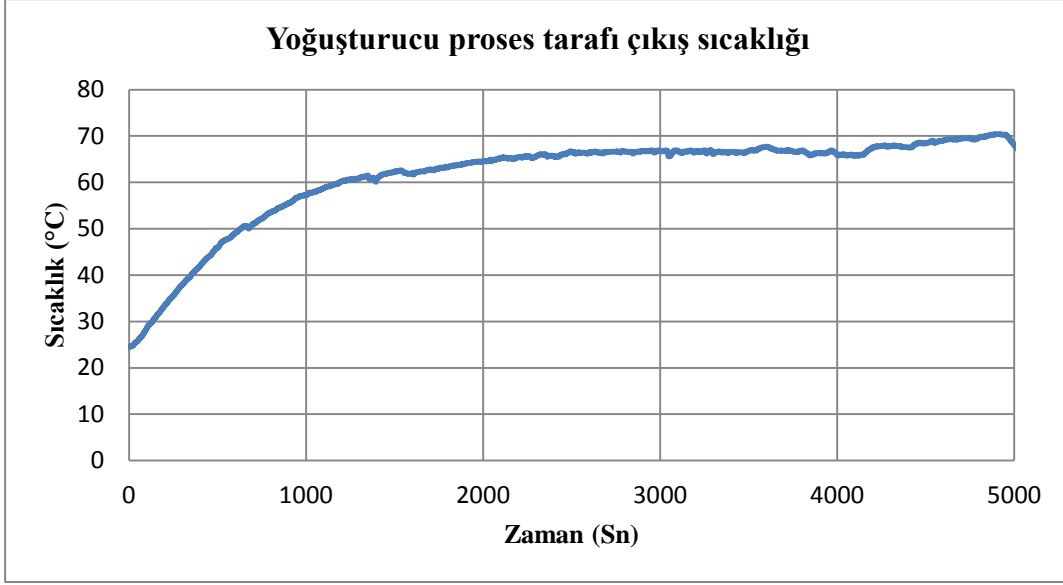
Sıcaklık ölçümlerinde olduğu gibi yoğuşurucu proses tarafı girişine yerleştirilen 3 adet bağıl nem sensörü ile havanın bağıl neminin zamanla değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.14'te görüldüğü gibi havanın bağıl neminin 0- 2500 saniye aralığında değişiminin minimum olduğu kabul edilir. Bu durumda kararlı rejimde proses tarafında havanın yoğuşturucuya giriş bağıl neminin ortalama % 85 olduğu belirlenmiştir.



**Şekil 4.14** Yoğuşturucu proses tarafı giriş bağıl neminin zamanla değişimi.

Deney süresince yapılan ölçümlerde yoğuşturucu proses tarafı çıkışına yerleştirilen 3 adet ısı çiftinin ortalama sıcaklıklarının kararlı rejimde (2000- 4000 sn arası) ortalama 66,3 °C (339,45 K) olduğu tespit edilmiştir (Şekil 4.15). Sayısal modelde yoğuşturucu çıkış sıcaklığı da elde edilip deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Yoğuşturucu proses tarafı çıkışına yerleştirilen nem sensörleri ile bu bölgede bağıl nemin %100 olduğu tespit edilmiştir.

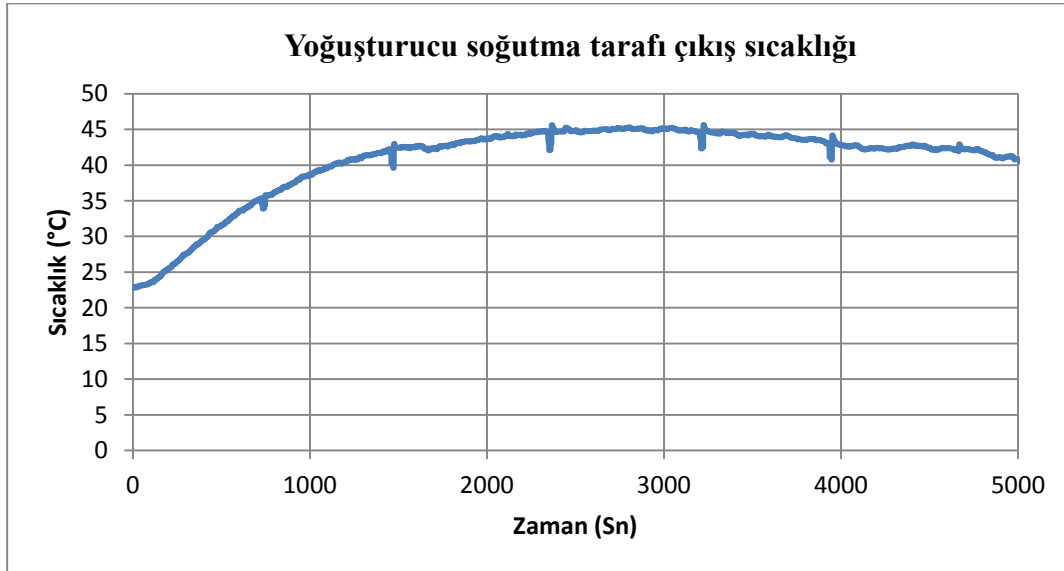


**Şekil 4.15** Yoğuşturucu proses tarafı çıkış sıcaklığının zamanla değişimi

#### 4.3.2 Yoğuşturucu Soğutma Tarafı Sıcaklık Ölçüm Sonuçları

Yoğuşturucunun soğutma girişinde sıcaklık ve nem değeri sabittir. Çünkü soğutma havası ortamdan emilmektedir. Ortam havası ise laboratuarlarda 23°C ve % 50 bağıl neme şartlandırılmıştır.

Yoğuşturucunun soğutma tarafı çıkışına yerleştirilen 3 adet ısı çiftinin ortalama sıcaklığının deney süresince değişimi Şekil 4.16’da görülmektedir.



**Şekil 4.16** Yoğuşturucu soğutma tarafı çıkış sıcaklığının zamanla değişimi

Yapılan ölçümler sonucunda yoğuşturucu soğutma tarafı çıkış sıcaklığının kararlı rejimde (2000- 4000 sn arası) yaklaşık 45 °C (318,15 K) olduğu tespit edilmiştir.

Ortamdan çekilen soğutma havasının kurutma deneyleri boyunca yoğuşturucuda 22°C ısındığı tespit edilmiştir. Bu sıcaklık farkı ve soğutma havasının debi değeri kullanılarak sayısal modelde kullanılacak olan ısı taşınım katsayısı değeri belirlenecektir.

#### 4.4 Deneysel Verilerin Standart Sapması

Yoğuşturucudaki yoğuşma hızının hesaplanması ve yoğuşturucu çıkışındaki ortalama sıcaklık değerinin elde edilmesi için kurutma deneyleri beş tekrarlı yapılmıştır. Deneysel süresi boyunca her saniyede yoğuşturucu üzerinden sıcaklık ve bağıl nem ölçülmüştür. Kararlı rejimdeki sıcaklık ve bağıl nem değerleri belirlenirken, deneysel verilerin ortalaması alınmıştır. Bu nedenle, deneysel verilerin standart sapmasının belirlenmesi gerekir.

Standart sapma, deneysel verilerin aritmetik ortalamaya göre nasıl bir yayılım gösterdiğini anlatır. Standart sapmanın oldukça küçük olması istenir. Bu durumda deneysel veriler ortalama değere daha yakın olur. Bu da, deneysel verilerin tutarlı olduğunu gösterir.

Standart sapma varyansın kareköküdür. Daha matematiksel bir ifade ile standart sapma veri değerlerinin aritmetik ortalamadan farklarının karelerinin toplamının veri sayısı -1'e bölümünün kareköküdür, yani verilerin ortalamadan sapmalarının kareler ortalamasının karekökü olarak tanımlanır.

Standart sapmanın hesaplanması için öncelikle aritmetik deneysel verilerin aritmetik ortalamasının belirlenmesi gerekir.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad (4.1)$$

Bu denklemde  $\bar{X}$  aritmetik ortalama,  $X_i$  i. değişken değeri (sıcaklık, bağıl nem), n gruptaki birey sayısını ifade etmektedir.

Deneysel verilerin standart sapması ise Denklem 4.2'deki formül ile hesaplanmıştır.

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n - 1}} \quad (4.2)$$

Denklem 5.2 kullanılarak, deneylerde ölçülen sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin standart sapması hesaplanmıştır. Çizelge 4.1’de deneysel verilere ait standart sapma değerleri görülmektedir.

**Çizelge 4.1** Deneysel verilere ait ortalama ve standart sapma değerleri

Deneysel veri	Ortalama değer	Standart sapma
Yoğuşturucu proses tarafı giriş sıcaklığı	72°C	0,784
Yoğuşturucu proses tarafı çıkış sıcaklığı	66°C	0,615
Yoğuşturucu proses tarafı giriş bağıl nemi	% 85	1,865
Yoğuşturucu soğutma tarafı çıkış sıcaklığı	45°C	0,409

Deneysel verilerin standart sapma değerleri oldukça küçüktür. Bu durum tekrarlı yapılan deneylerde, sıcaklık ve bağıl nem ölçümlerinin tutarlı olduğunu gösterir.

## 5. YOĞUŞTURUCU KANALI İÇİNDE YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ

Kanal içinde nemli havanın yoğuşmasının sayısal modellenmesi, ev tipi hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip kurutucu için yapılmıştır. Modellemede yoğuşturucu tek paslı bir kanal olarak ele alınmıştır. Soğutma pasları göz önünde bulundurulmamıştır. Bunun yerine kanalın sadece dış ortam havası ile soğutulduğu kabul edilmiştir. Dış ortam havası için deneysel veriler kullanılarak bir ısı taşınım katsayısı hesaplanmış ve sayısal modelleme kısmında bu katsayı kullanılmıştır.

Sayısal modellemede başlangıç koşulları olarak, deneysel verilerden elde edilen değerler kullanılmıştır. Yoğuşmanın sayısal modellenmesinde, nemli hava kanal içine yani yoğuşturucuya 1 atm basınçta, 72 °C (345,15 K), % 85 bağıl nemde ve 17 l/s debide girmektedir. Mevcut şartlarda nemli havanın kanala giriş kütleli debisi, 17,5 g/s'dir. Mevcut bağıl nem ve sıcaklıkta sadece havanın kütleli debisi 13,97 g/s, sadece su buharının kütleli debisi ise 3,53 g/s'dir. Sayısal modellemede deneysel verilerden yararlanılarak hesaplanan bu kütleli debi değerleri başlangıç koşulları olarak kullanılmıştır.

Kanal içinde yoğuşmanın sayısal modellenmesi, akış geometrisinde oluşturulan çözüm ağında çok fazlı akışlara ait korunum denklemlerinin sonlu hacimler yöntemi ile çözümlenmesi ile gerçekleştirilmiştir.

### 5.1 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacim yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemler halinde sunulması ve değerlendirilmesi için kullanılan bir yöntemdir. Sonlu farklar ve sonlu elemanlar yöntemine benzer olarak, çözüm ağından oluşturulmuş geometrideki ayrık noktalarda ilgili değerlerin hesaplanmasına dayanır.

Sonlu hacimler metodu, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen analitik çözümü güç problemlerin çözümlenmesinde, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüm üretmek amacıyla kullanılan bir sayısal çözümleme yöntemidir. Sonlu

hacimler metodu, ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarının temel aldığı yöntemdir. Sonlu sayıda hacimlere bölünen bütünün her bir parçasına korunum denklemleri uygulanır ve hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkezindeki kontrol noktasındaki değer ile ifade edilir.

Versteeg ve /Malalasekera (2007), sonlu hacimler yöntemine ait temel çözüm adımlarını aşağıdaki gibi tanımlamıştır.

- Tüm sayısal çözüm ağı içerisinde akışı tanımlayan denklemlerinin entegrasyonu.
- İntegral denklemlerin ayrıklaştırılması ve cebirsel denklemlere dönüştürülmesi.
- Cebirsel denklemlerin iteratif yöntemlerle çözülmesi.

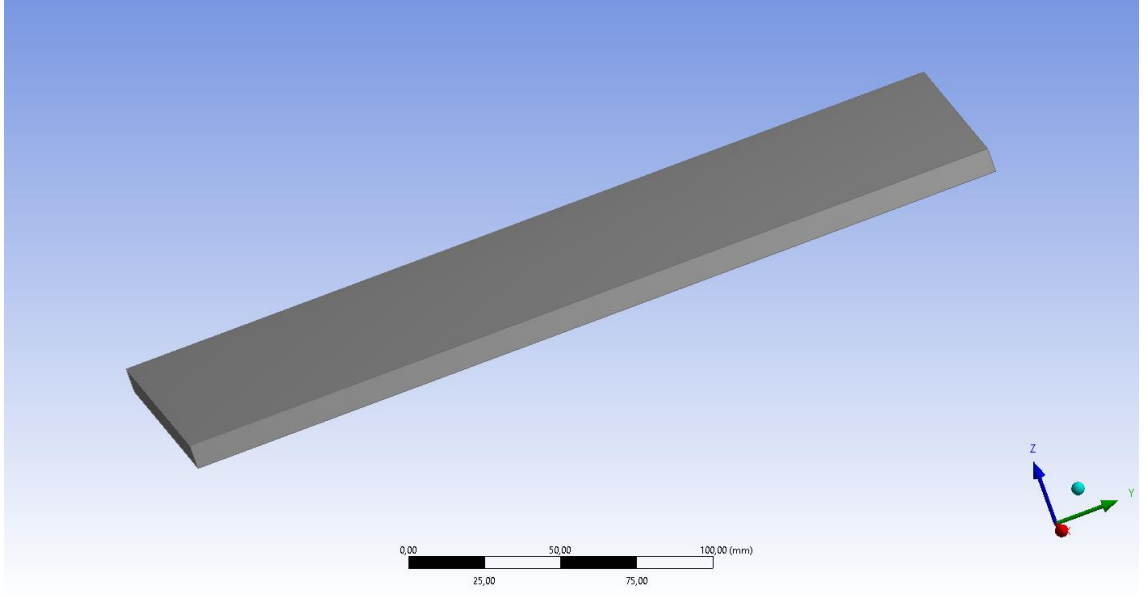
## **5.2 Basınç Esaslı Çözüm Algoritması**

Basınç esaslı sayısal çözüm algoritmasında, akışa ait hız alanının sağlanması gereken kütle korunumu koşulu, basınç düzeltme denkleminin çözümlenmesi ile elde edilir. Basınç düzeltme denklemi, hız alanı kütle korunumunu sağlayacak şekilde süreklilik ve momentum denklemlerinden elde edilir. Korunum denklemlerinin lineer olmaması ve birbiri ile bağımlı olması nedeniyle, çözüm işlemi tüm korunum denklemlerinin yakınsama sağlanana kadar tekrarlı olarak çözüldüğü iterasyonlar ile sağlanır.

Basınç esaslı çözüm algoritması, ayrık ve birleşik olarak iki grupta incelenir. Ayrık çözüm algoritmasında korunum denklemleri sıra ile çözülür. Bütünleşik çözüm algoritmasında ise süreklilik, momentum ve enerji denklemleri eş zamanlı olarak, türbülans ve diğer skaler büyüklükler ise korunum denklemlerinden sonra çözülür. Her iki çözüm algoritmasında da iterasyonlar yakınsama sağlanana kadar sürdürülür.

## **5.3 Kanal İçinde Yoğuşmanın Sayısal Modellenmesi için Oluşturulan Çözüm Ağı**

Kanal içinde yoğuşmanın sayısal modellenmesi için deneylerde kullanılan yoğuşturucunun boyutları ele alınmıştır. Tek paslı dikdörtgen kesitli yoğuşturucu olarak modellenen kanalın boyutları; uzunluk: 280 mm, genişlik: 180 mm, kalınlık: 8 mm'dir. Sayısal modellemede kullanılan kanal geometrisi Şekil 5.1'de gösterilmiştir.

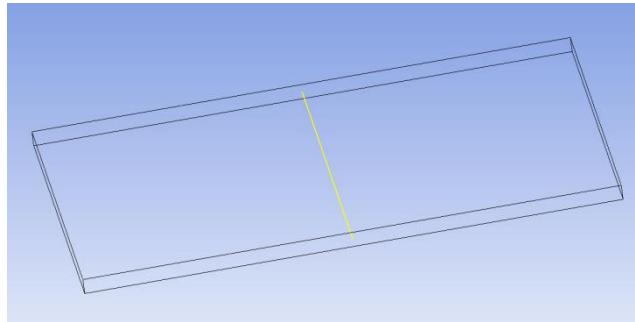


**Şekil 5.1** Sayısal modellemede kullanılan kanal geometrisi

Sayısal modellemede kullanılan kanal için çözüm ağı oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağındaki eleman sayısına çözüm ağı eleman sayısı bağımsızlığı çalışmaları sonucunda karar verilmiştir.

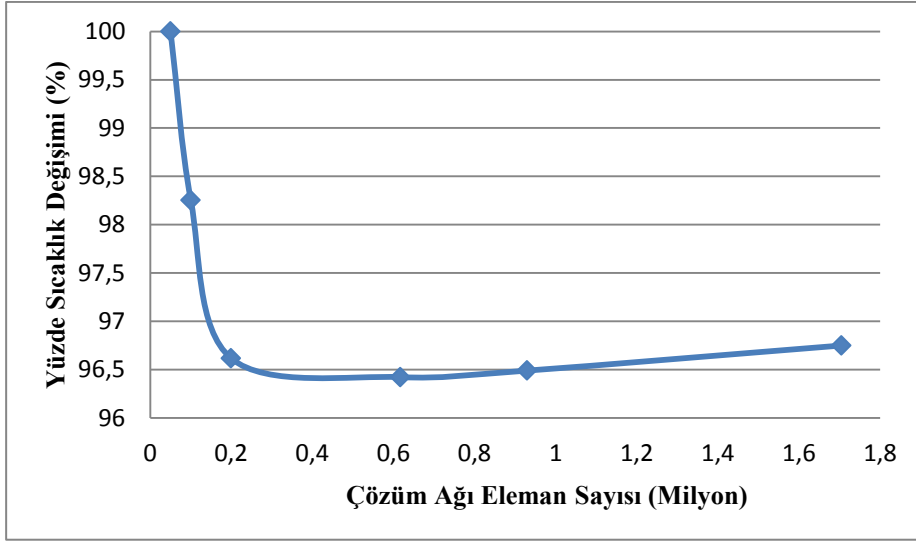
### **5.3.1 Çözüm Ağı Eleman Sayısı Bağımsızlığı**

Sayısal modellemede kullanılan akış hacmi için çözüm ağı oluşturma işlemi ANSYS Meshing 14.5 adlı program ile gerçekleştirilmiştir. Çözüm ağı eleman sayısına karar verilirken, Şekil 5.2’de görüldüğü gibi kanalın tam orta noktasına bir çizgi atılmıştır. Farklı eleman sayılarında aynı koşullarda analizler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra herbir eleman sayısına ait analiz için kanalın orta noktasındaki çizgi üzerinde sıcaklık ortalamasına bakılmıştır.



**Şekil 5.2** Kanalın orta noktasına atılan çizgi

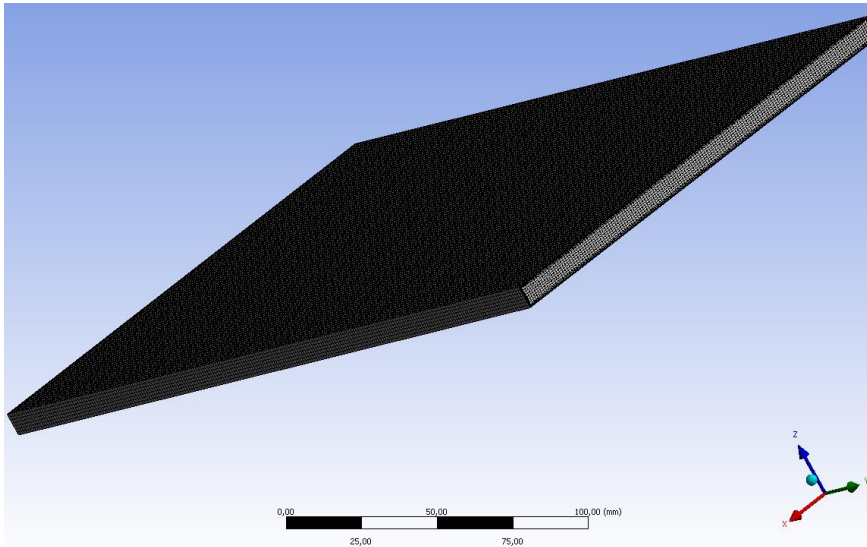
Herbir analiz için sıcaklık ortalaması alındıktan sonra, bu sıcaklık değerlerinin eleman sayısına bağılı olarak yüzde değişimleri incelenmiştir. Çözüm ağındaki eleman sayısı arttıkça çizgi üzerindeki ortalama sıcaklık değerinde yüzde değişim azalmıştır. Şekil 5.3'te görüldüğü gibi çözüm ağı eleman sayısı 600000 ve üzerindeki değerlerde iken, ortalama sıcaklık değerinde değişim görülmemektedir.



Şekil 5.3 Çözüm ağı eleman sayısı bağımsızlığı

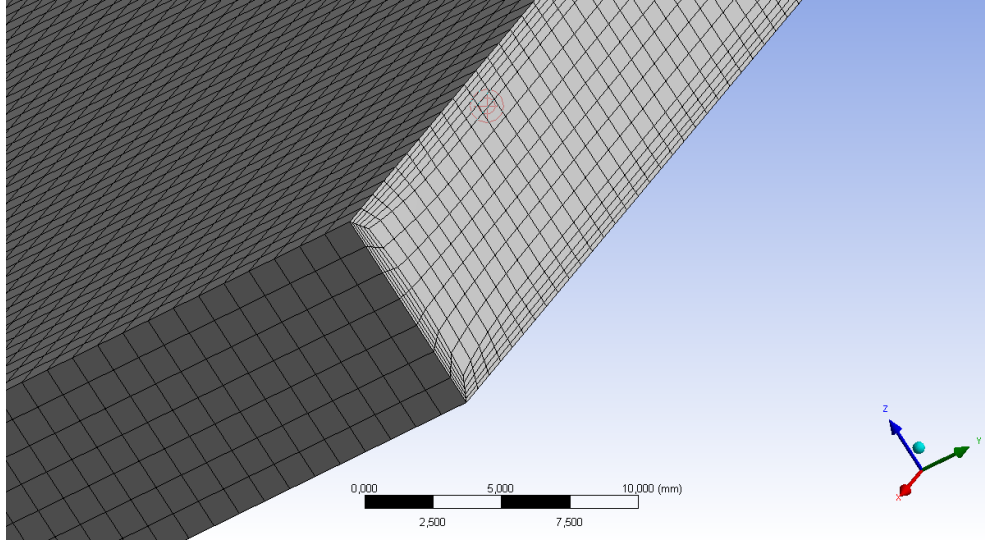
Bu nedenle sayısal modellemede kullanılan akış hacmine 617000 adet elemandan oluşan tamamen yapısal çözüm ağı oluşturulmuştur.

Şekil 5.4'te çözüm ağının yapısı görülmektedir. Çözüm ağı, kare ve dikdörtgen kesitli tamamen yapısal elemanlardan oluşmaktadır.



Şekil 5.4 Oluşturulan çözüm ağının görüntüsü

Şekil 5.5'te görüldüğü gibi yoğuşturucu kanalında duvara yakın yerlerde daha sık elemanlar kullanılmıştır.



**Şekil 5.5** Duvar kenarlarındaki çözüm ağı yapısı

Yoğuşturucu kanalında duvara yakın bölgelerde sık eleman kullanılmasının nedeni yoğuşmanın duvar üzerinde başlayacak olmasıdır. Böylelikle duvara yakın yerlerde sıcaklık dağılımı ve oluşan su damlacıkları daha net görülebilecektir.

#### **5.4 Oluşturulan Çözüm Ağı İçin Sınır Koşulları**

Kanal içinde nemli havanın yoğuşmasının sayısal modellenmesinde korunum denklemlerinin çözümü, su buharı, su ve hava için gerçekleştirilecektir. Bu fazların çok fazlı akış modeli ile modellenmesinde, kurutucu deneylerine ait koşulların sağlanabilmesi için kullanılan sınır şartları aşağıdaki gibidir.

- Nemli havanın kanala 72 °C (345,15 K) ve % 85 bağıl nemde girmektedir. Bu değerler havanın ve su buharının kanala giriş kütlelerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.
- Nemli havanın hacimsel debisi 17l/s'dir.
- Mevcut şartlarda termodinamik hesaplar yapılarak nemli havanın kanala girişindeki kütleli debi hesaplanmıştır. Çok fazlı akış modelinde, mevcut sıcaklık ve bağıl nemde sadece havanın kütleli debisi 13,97 g/s, sadece su

buharının kütleli debisi ise 3,53 g/s'dir. Bu şartları sağlayacak şekilde nemli havaya 26.6 m/s hız koşulu atanmıştır.

- Yoğuşturucunun soğutma pasları modelin çözümünü zorlaştıracığı için, soğutma pasları modele dahil edilmemiştir. Bunun yerine kanal dışında yalnızca taşınım ile ısı geçişi olduğu kabul edilmiştir. Kanal çevresindeki havanın sıcaklığı ve ısı taşınım katsayısı deney sonuçları kullanılarak hesaplanmıştır. Modelde kullanılan ısı taşınım katsayısı  $U = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$  ve hava sıcaklığı  $34 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $307,15$ )'dir.

Modelde kullanılan ısı taşınım katsayısının hesabı;

Yapılan deneyler sonucunda soğutma havasının hacimse debisi 11,5 l/s, kütleli debisi ise 14 g/s'dir. Soğutma havası yoğuşturucuya  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  ve % 50 bağıl nemde girmektedir. Soğutma havasının yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı ise  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Bu değerler kullanılarak soğutma havasının yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri psikometrik diyagram ile belirlenmiştir. Soğutma havasının yoğuşturucu girişindeki entalpi değeri  $h = 45,4 \text{ kJ/kg}$ , çıkışındaki entalpi değeri  $h = 70 \text{ kJ/kg}$ 'dir. Soğutma havasının kütleli debisi ve entalpi değerleri kullanılarak ısı taşınım katsayısı hesaplanır:

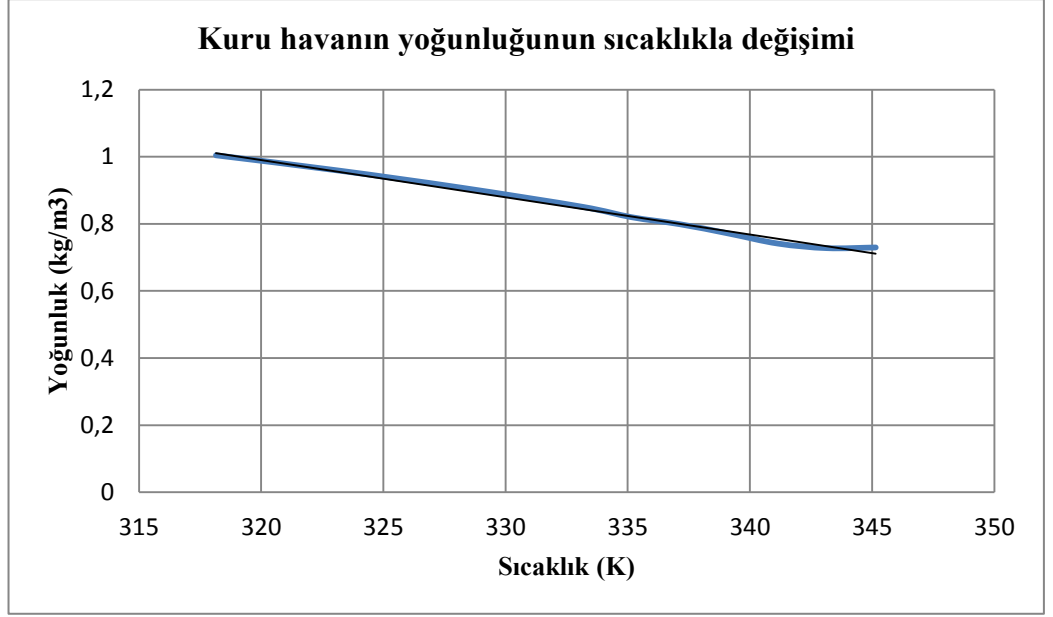
$$\dot{m}_{hava} * (h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) = U * A * (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad (5.1)$$

Bu denklemde A, yoğuşturucuda toplam ısı geçişi alanıdır ve  $0,10528 \text{ m}^2$ 'dir. Denklemde h, toplam ısı taşınım katsayısıdır. Denklemde değerler yerine koyulunca ısı taşınım katsayısı yaklaşık  $U = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak hesaplanır.

## 5.5 Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri

Kanalda yoğuşmanın, deneysel çalışmalarla doğru olarak modellenmesi için nemli havanın fiziksel ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Deneysel çalışmalarda nemli havanın yoğuşturucuya  $72 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $345,15 \text{ K}$ ) ve % 85 bağıl nemde giriş yaptığı tespit edilmişti. Yoğuşturucu çıkışında ise nemli havanın  $66 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye kadar soğuduğu belirlenmişti. Bu sıcaklıklar arasında nemli havanın içindeki su buharı ve kuru havanın yoğunluklarının değişimi psikometrik diyagram kullanılarak hesaplanmıştır. Bu

hesaplamlarda su buharı ve kuru hava için mükemmel gaz kabulü yapılmıştır. Böylece modelde kuru havanın ve su buharının yoğunlukları sıcaklıkla değişken alınmıştır. Kuru hava ve su buharının yoğunluklarının mevcut şartlarda sıcaklıkla değişimini veren grafikler sırasıyla Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de gösterilmiştir. Fluent’te sıcaklık birimi genel olarak Kelvin olduğu için grafikler Kelvin sıcaklık birimine göre çizdirilmiştir.



Şekil 5.6 Kuru havanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi



Şekil 5.7 Su buharı yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi

Kuru hava ve su buharının yoğunluğunun sıcaklıkla değişimleri hesaplanırken sıcaklık aralığı 318,15 K (45 °C) ve 345,15 K (72°C) arasında alınmıştır.

Nemli havanın mevcut şartlarda yoğuşma sıcaklığı yani çiy noktası sabit alınmıştır. Çiy noktası sıcaklığı 341,35 K (68,2°C) 'dir. Kuru havanın ve su buharının diğer termodinamik özellikleri sabit alınmıştır. Su buharının standart oluşum entalpisi için çiy noktası sıcaklığındaki değeri seçilmiştir. Suyun standart oluşum entalpisi 0 alınmıştır.

Havanın termodinamik özellikleri Çizelge 5.1'de görülmektedir. Yoğunluk dışında diğer özellikler sabit alınmıştır. Yoğunluğunun sıcaklıkla değişen bir eğri uydurulmuştur.

**Çizelge 5.1** Havanın termodinamik özellikleri.

Termodinamik özellik	Değer
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	-0,0111*T(K)+4,5339
Özgül ısı (J/kg.K)	1006,43
Isıl iletim katsayısı (W/m.K)	0,0242
Viskozite (kg/m.K)	1,7894E-05
Mol kütlesi (kg/kmol)	28,966
Standart Durum Entalpisi (J/kgmol)	0

Su buharının termodinamik özellikleri Çizelge 5.2'de gösterilmektedir. Su buharı HAD analizlerinde birincil faz olarak alınmıştır. Bunun nedeni fazlar arası ısı ve momentum geçişinin yalnızca birincil fazdan yapılabilir olmasıdır. Su buharının yoğunluğu da kuru havada olduğu gibi sıcaklıkla değişken tanımlanmıştır. Diğer termodinamik özellikleri ise sabit alınmıştır.

**Çizelge 5.2** Su buharının termodinamik özellikleri.

Termodinamik özellik	Değer
Yoğunluk ( $\text{kg/m}^3$ )	$-0,0111 \cdot T(\text{K}) + 4,5339$
Özgül ısı ( $\text{J/kg.K}$ )	2014
Isıl iletim katsayısı ( $\text{W/m.K}$ )	0,0261
Viskozite ( $\text{kg/m.K}$ )	1,34E-05
Mol kütlesi ( $\text{kg/kmol}$ )	18,01534
Standart Durum Entalpisi ( $\text{J/kgmol}$ )	4,20894E+07

Çizelge 5.3'te ikincil faz olan suyun termodinamik özellikleri görülmektedir.

**Çizelge 5.3** Suyun termodinamik özellikleri.

Termodinamik özellik	Değer
Yoğunluk ( $\text{kg/m}^3$ )	998
Özgül ısı ( $\text{J/kg.K}$ )	4182
Isıl iletim katsayısı ( $\text{W/m.K}$ )	0,6
Viskozite ( $\text{kg/m.K}$ )	0,001003
Mol kütlesi ( $\text{kg/kmol}$ )	18,0152
Standart Durum Entalpisi ( $\text{J/kgmol}$ )	0

Termodinamik özellikler arasından standart durum entalpisi yoğuşmalı akışta gizli ısınn doğru hesaplanabilmesi için oldukça önemlidir. Yoğunluğun sıcaklığa bağlı olarak tanımlanması ise yoğuşan miktarın doğru hesaplanmasında önemlidir.

## 5.6 Kanal İçinde Yoğuşmanın Sayısal Çözümleme Metodu

Kanal içinde nemli havanın yoğuşmasının sayısal olarak çözümlenmesinde sonlu hacimler yöntemine çözümleme yapan FLUENT 14.5 adlı HAD kodu kullanılmıştır. Karalı rejimde çözüm yapılmıştır. Yoğuşmalı akışın modellenmesinde FLUENT 14.5 kodu içerisinde yer alan buharlaşma- yoğuşma modeli seçilmiştir.

Çok fazlı akışın modellenmesinde, FLUENT 14.5 kodu içerisinde bulunan Eulerian çok fazlı akış modeli tercih edilmiştir. Eulerian çok fazlı akış modelinde momentum korunum denklemleri her bir faz için ayrı ayrı çözümlenmektedir. Birincil faz için ele alınan sıvı faz için enerji denklemi çözümlenirken, ikincil faz olarak ele alınan gaz fazın sıcaklığı doyma sıcaklığı olarak sabit kabul edildiğinden gaz faz için enerji denklemi çözümlenmemiştir. Kanal içerisindeki akışa ait türbülans etkileri  $k-\epsilon$  türbülans modelleri ile incelenmiştir. Sayısal çözümlemenin uzunluğu göz önüne alınarak, türbülans transport denklemleri fazlar için ayrı ayrı çözdürülmek yerine, fazlar için ortak olarak çözdürülmüştür. Ayrıca, her bir çözüm ağı elemanında fazların hacimsel oranlarının hesaplanmasına yönelik hacimsel oran denklemi çözümlenmiştir. Böylece bir adet süreklilik denklemi, altı adet momentum denklemi, bir adet enerji denklemi, iki adet türbülans transport denklemi ve bir adet hacimsel oran denklemi olmak üzere her bir iterasyon için toplam on bir adet denklem sistemi çözümlenmiştir.

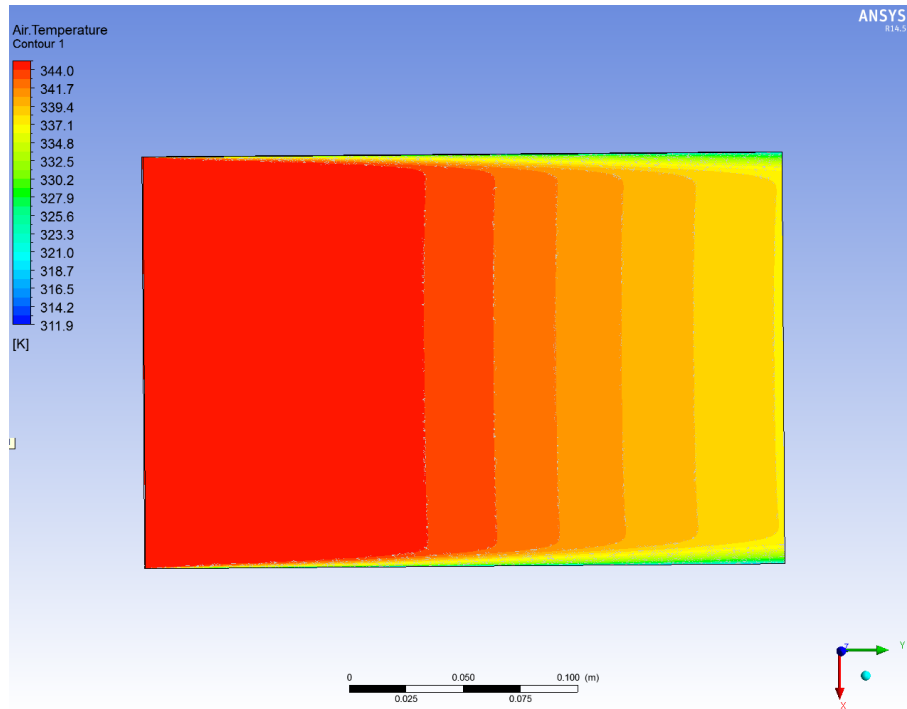
Kanal içinde nemli havanın yoğuşmasının modellenmesinde, basınç esaslı çözüm algoritması tercih edilmiştir. Basınç esaslı çözüm algoritması içerisinde korunum denklemlerinin eş zamanlı olarak çözdürüldüğü bütünleşik çözüm algoritması kullanılmıştır. Çözümlenen denklemlerin ayrıştırılmasında, momentum, enerji denklemleri, türbülans denklemleri ve diğer denklemler için birinci dereceden ayrıklaştırma seçilmiştir.

## 5.7 HAD Analizleri ve Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Kanal içinde yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde, fazlar arası momentum transferi etkilerinden sürüklenme kuvveti incelenmiştir. Sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann (1937) tarafından önerilen sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan 70°C'deki değeri; 0,064 N/m yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen model kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak iki denklemlilik standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Yoğuşturucu kanalında yoğuşmanın sayısal modellenmesi kapsamında yapılan HAD analizlerinin sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. HAD analizlerinde kararlı rejimdeki yoğuşma hızı ve yoğuşturucu çıkışındaki ortalama sıcaklık, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

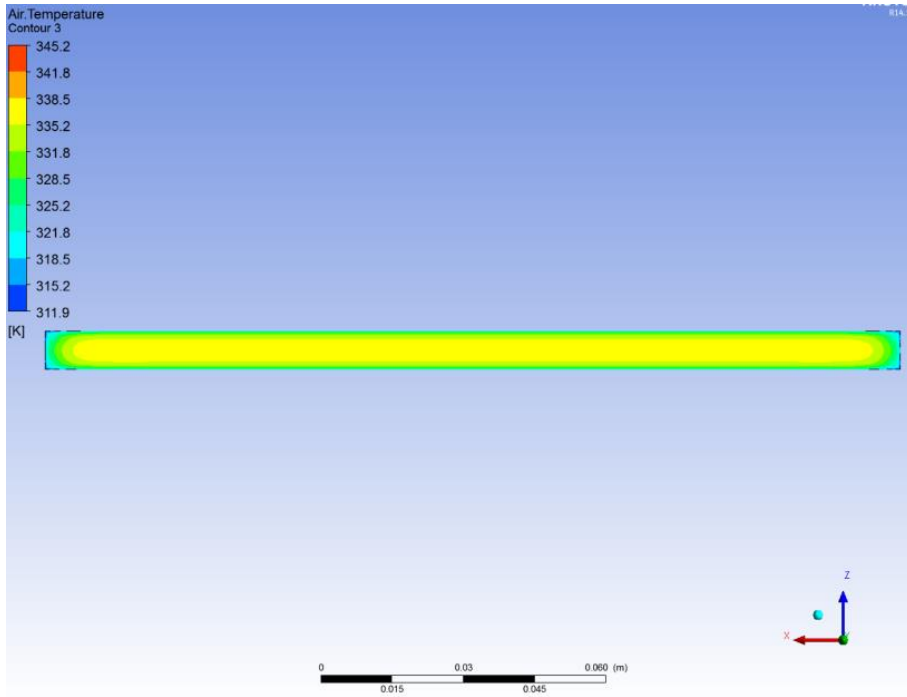
Şekil 5.8'de kanalın orta kısmında oluşturulan düzlem boyunca hava sıcaklık dağılımı görülmektedir. Kanal boyunca net bir soğuma görülmektedir.



Şekil 5.8 Kanalın orta kısmındaki yatay düzlem boyunca hava sıcaklığının değişimi.

Şekil 5.9’da kanal çıkışındaki düzlemde hava sıcaklık dağılımı görülmektedir. HAD analizlerine göre kanal çıkışındaki alan ortalama sıcaklık değeri 338,3 K (65,15 °C)’dir. Deneysel sonuçlarda ise kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri 339, 45 K (66,3°C) olarak ölçülmüştür. Sayısal modelde kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri % 1.74 sapma ile elde edilmiştir.

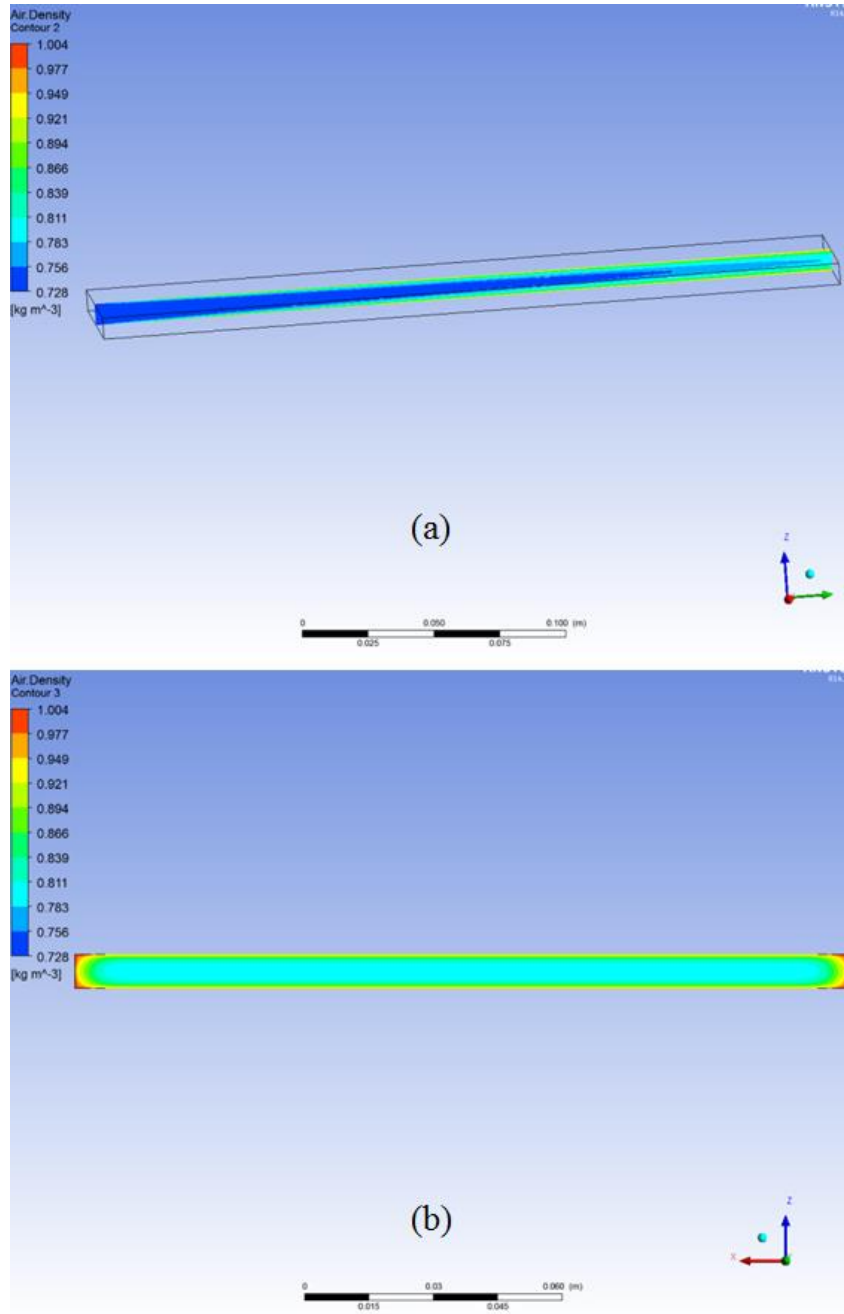
HAD analizlerinde kararlı rejimdeki yoğuşma hızının hesaplanması için hava ve su buharının yoğuşturucu kanalı çıkışındaki yoğunluk dağılımları incelenmiştir.



**Şekil 5.9** Kanal çıkışındaki düzlemde hava sıcaklığının dağılımı

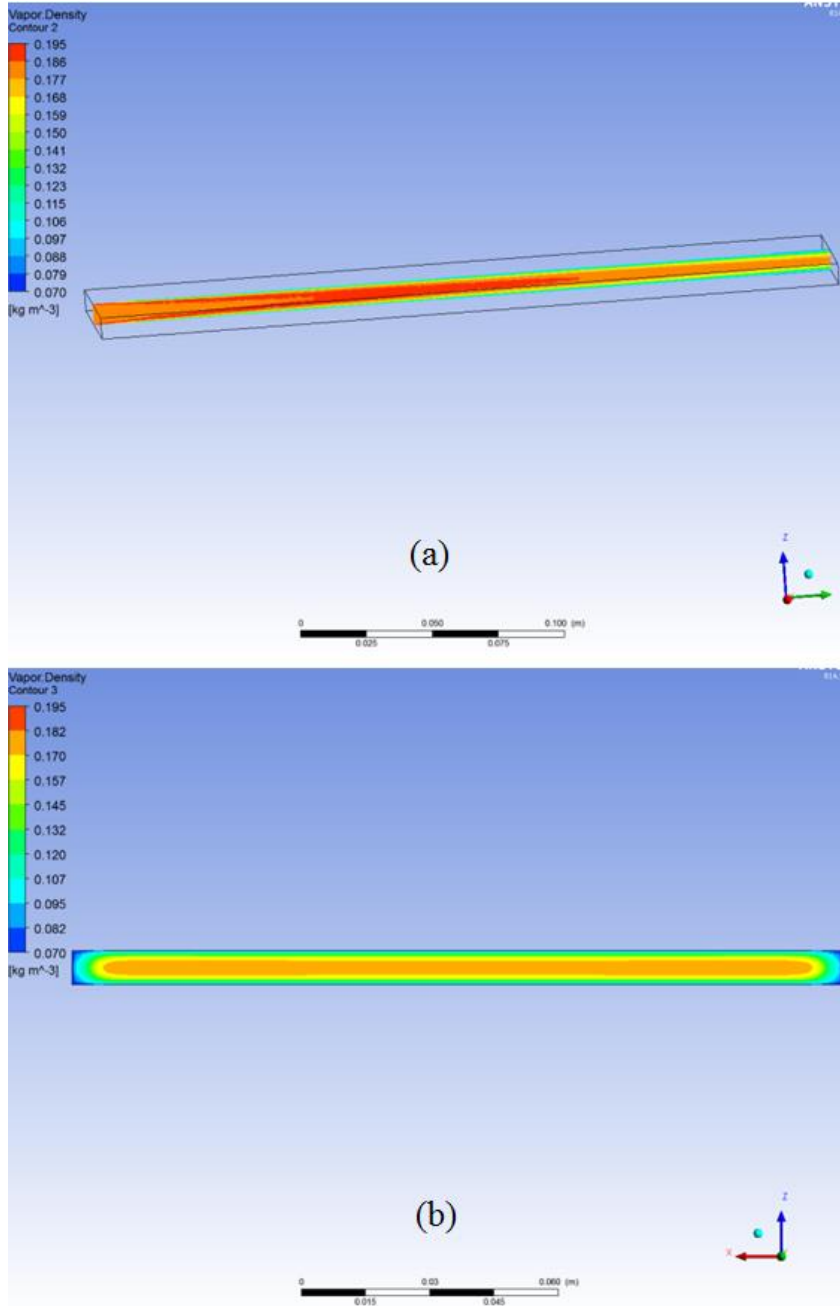
Şekil 5.10’da kuru havanın kanal boyunca ve kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı görülmektedir.

Kuru hava ve su buharı için kanal boyunca ve kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımları elde edildikten sonra yoğuşan su miktarının hesaplanması için kanal çıkışındaki alan ortalama yoğunluk değerlerine ihtiyaç vardır. Bu değerler yardımı ile kanal çıkışındaki özgül nem değeri hesaplanır. Daha sonra girişteki özgül nem ile çıkıştaki özgül nem arasındaki fark kuru hava debisi ile çarpılıp kararlı rejimde yoğuşan su miktarı değeri elde edilir.



**Şekil 5.10** (a) Kuru havanın kanalın ortasındaki dikey düzlem boyunca yoğunluk değişimi (b) kuru havanın kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı

Şekil 5.11’de ise su buharının kanal boyunca ve kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı görülmektedir.



**Şekil 5.11** (a) Su buharının kanalın ortasındaki dikey düzlem boyunca yoğunluk değişimi, (b) Kuru havanın kanal çıkışındaki yoğunluk dağılımı

Çizelge 5.4 Kuru hava ve su buharının alan ortalama yoğunluk değerleri kanal giriş ve çıkışındaki kuru hava ile su buharının alan ortalama yoğunluk değerleri verilmiştir. Bu yoğunluk değerlerinden yola çıkılarak kanal giriş ve çıkışındaki özgül nem değerleri hesaplanır. Daha sonra özgül nem farkı kuru hava debisi ile çarpılarak yoğuşan su miktarı hesaplanır.

**Çizelge 5.4** Kuru hava ve su buharının alan ortalama yoğunluk değerleri

Kuru hava yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )		Su buharı yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )	
Kanal girişinde alan ortalama yoğunluk değeri (ρ <sub>giriş</sub> )	Kanal çıkışında alan ortalama yoğunluk değeri (ρ <sub>çıkış</sub> )	Kanal girişinde alan ortalama yoğunluk değeri (ρ <sub>giriş</sub> )	Kanal çıkışında alan ortalama yoğunluk değeri (ρ <sub>çıkış</sub> )
0,7296	0,832	0,182	0,1802

HAD analizlerinde kararlı rejimde yoğuşan su miktarının hesaplanması:

$$\omega_{giriş} = \frac{\rho_{su\ buharı\ giriş}}{\rho_{hava\ giriş}} = \frac{0,182}{0,7296} = 0,2495 \frac{kg\ su\ buharı}{kg\ hava} \quad (5.2)$$

$$\omega_{çıkış} = \frac{\rho_{su\ buharı\ çıkış}}{\rho_{hava\ çıkış}} = \frac{0,1802}{0,832} = 0,21667 \frac{kg\ su\ buharı}{kg\ hava} \quad (5.3)$$

$$\dot{m}_{yoğuşan\ su} = \dot{m}_{kuru\ hava} * (\omega_{giriş} - \omega_{çıkış}) \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{yoğuşan\ su} = 13,97 (g/s) * (0,2495 - 0,21667) = 0,455 g/s \quad (5.5)$$

HAD analizleri sonucunda yoğuşturucu kanalında kararlı rejimde yoğuşan su miktarının 0,455 g/s olduğu hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalarda ise kararlı rejimde yoğuşan su miktarının 0,5 g/s olduğu tespit edilmiştir. HAD analizleri ile deneysel sonuçlar arasında % 9'luk bir sapma bulunmaktadır. Bu sapma yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kabul edilebilir bir değerdir.

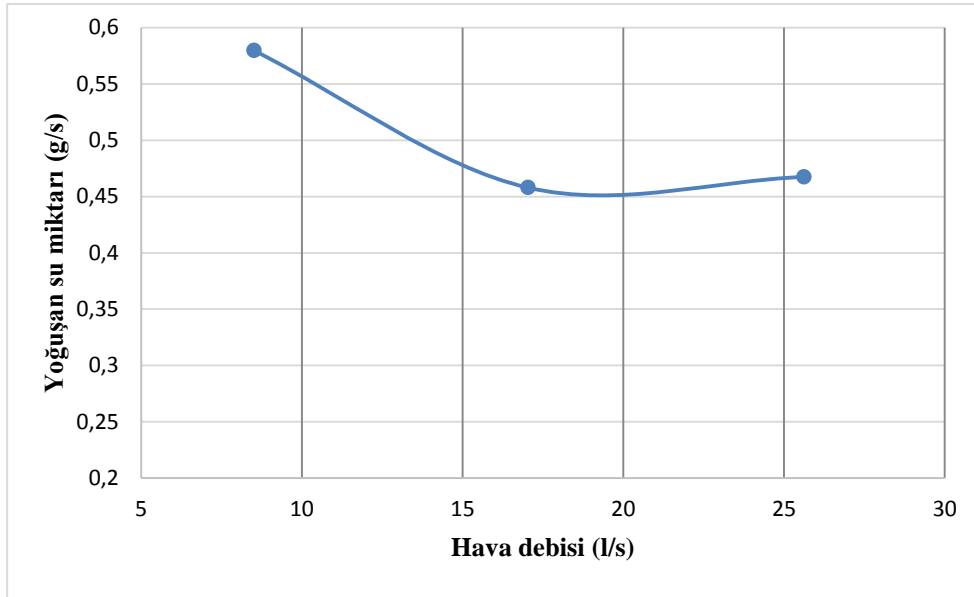
Yoğuşturucu kanalında nemli havanın yoğuşmasının sayısal modellenmesi kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri ve kanalda kararlı rejimde yoğuşan su miktarı, deneysel sonuçlara oldukça yakın bir sapma değerleriyle elde edilmiştir. Bundan sonraki çalışmalara yalnızca HAD analizleri ile parametrik olarak devam edilmiştir.

## 5.8 Parametrik Çalışma

Parametrik çalışma kapsamında; kanal girişindeki hava hızının, kanal et kalınlığının ve türbülans modelinin yoğuşan su miktarına etkileri ilk HAD analizi sonucu ile karşılaştırılmıştır.

### 5.8.1 Hava Debisinin Etkisinin İncelenmesi

Bu parametrik çalışmada, kanal girişindeki hava debisinin yoğuşan su miktarına etkisi incelenmiştir. Diğer parametreler ve başlangıç koşulları sabit tutulmuştur. Bütün durumlarda yoğuşturucu kanalı et kalınlığı 8 mm'dir. Kanal etrafına uygulanan ısı taşınım katsayısı  $U=150 \text{ W/m}^2\text{K}$  ve hava sıcaklığı 307,15 K'dir. Bunu dışında diğer parametreler şu şekildedir: Sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann (1937) tarafından önerilen sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan 70°C'deki değeri; 0,064 N/m yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen model kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak iki denklemlilik standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bütün durumlarda hava yoğuşturucu kanalına 72 °C (345,15 K) ve % 85 bağıl nemde giriş yapmaktadır. Şekil 5.12'de hava debisinin yoğuşan miktara etkisi görülmektedir.



Şekil 5.12 Hava debisinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına etkisi.

Yoğuşan su miktarının değişimi, kanal girişindeki Reynold sayısına bağılı olarak da ifade edilebilir. Şekil 5.13'de kanal girişindeki Reynold sayısına bağılı olarak kararlı rejimde yoğuşan su miktarının değişimi görülmektedir.



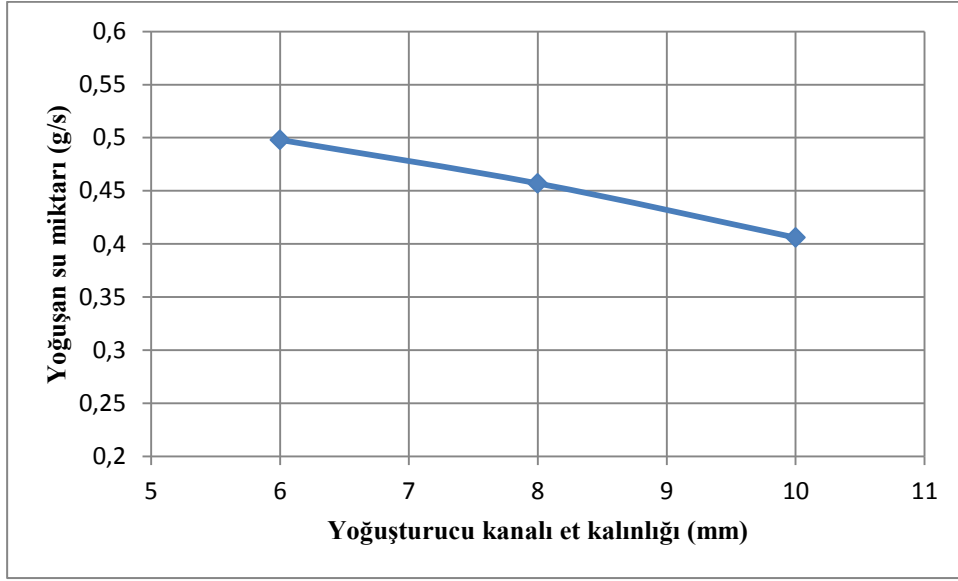
**Şekil 5.13** Yoğuşan su miktarının Reynold sayısı ile değişimi.

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'den de görüldüğü gibi hava debisinin azalması kararlı rejimde yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarının artmasına neden olur. Hava debisinin artışı belli bir noktadan sonra yoğuşan su miktarına etkisi azalmıştır.

### 5.8.2 Kanal Et Kalınlığının Etkisinin İncelenmesi

Bu parametrik çalışmada, yoğuşturucu kanalı et kalınlığının yoğuşan su miktarına etkisi incelenmiştir. Kanal et kalınlığı dışında bütün parametreler sabittir. Kanala giren hava debisi, ısı taşınım katsayısı dış ortam sıcaklığı sabittir. Bunun dışında, sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan 70°C'deki değeri; 0,064 N/m yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen ısı transferi modeli kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak iki denklemlilik standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bütün durumlarda hava yoğuşturucu kanalına 72 °C (345,15 K) ve % 85 bağıl nemde giriş yapmaktadır.

Şekil 5.14'de kanal et kalınlığının yoğuşan su miktarına etkisi görülmektedir.



**Şekil 5.14** Kanal et kalınlığının kararlı rejimde yoğuşan su miktarına etkisi.

Şekil 5.14’de görüldüğü gibi kanal et kalınlığının artmasıyla birlikte kararlı rejimde yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarının az da olsa azaldığı görülmektedir. Bu azalmanın sebebi yoğuşan su damlacıklarının ısı geçişine direnç oluşturmasıdır.

### 5.8.3 Farklı Türbülans Modellerinin Etkisinin İncelenmesi

Bu parametrik çalışmada, HAD analizlerinde kullanılan türbülans modelinin kanal içinde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışındaki alan ortalama sıcaklık değerine etkisi incelenmiştir. Bütün analizlerde yoğuşturucu kanalı et kalınlığı 8 mm’dir. Kanala giren hava debisi, ısı taşınım katsayısı dış ortam sıcaklığı sabittir. Bunun dışında, sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan 70°C’deki değeri; 0,064 N/m yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen ısı transferi modeli kullanılmıştır. Bütün durumlarda hava yoğuşturucu kanalına 72 °C (345,15 K) ve % 85 bağıl nemde giriş yapmaktadır. Türbülans modeli olarak iki denklemlilikli; standart k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε ve standart k-ε enhanced wall treatment türbülans modelleri kullanılmıştır. Farklı türbülans modelleriyle yapılan HAD analizleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.5'te farklı türbülans modellerinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışında alan ortalama sıcaklık değerine etkisi görülmektedir.

**Çizelge 5.5** Farklı türbülans modellerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.

Türbülans Modeli	Kararlı Rejimde Yoğuşan Su Miktarı (g/s)	Kanal Çıkışında Alan Ortalama Sıcaklık Değeri (K)
Standart k-ε	0,455	338,3
RNG k-ε	0,441	337,8
Realizable k-ε	0,432	339,6
Standart k-ε enhanced wall treatment	0,45	338,7
Deneysel	0,5	339,15

Farklı türbülans modellerinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışında alan ortalama sıcaklık değerine net bir etkisi görülmemiştir. Standart k-ε türbülans modeli ile yapılan HAD analizleriyle, deneysel sonuçlara en yakın değerler elde edilmiştir.



## 6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Tez kapsamında yapılan çalışmada yata olarak konumlandırılmış yoğuşturcu kanalı içerisindeki nemli havanın yoğuşması modellenmiştir. Modellemede üç fazlı akış yöntemi ile sıvı ve gaz fazlar için kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri ile hacimsel oran denklemi ve türbülans transport denklemleri bir kanal geometrisi için çözümlenmiştir.

Kanal içinde yoğuşmanın modellenmesindeki fazlar arası momentum ve enerji transferi etkilerinin dikkate alınması önemlidir. Fazlar arası arayüzeyde gerçekleşen momentum transferinde sürüklenme kuvveti ve yüzey gerilmesi kuvveti yer almaktadır.

Tez çalışmasında kanal içinde yoğuşmanın sayısal çözümlenmesi FLUENT 14.5 HAD kodu ile analiz edilmiştir.

Kanal içinde yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde, fazlar arası momentum transferi etkilerinden sürüklenme kuvveti incelenmiştir. Sürüklenme kuvveti modeli olarak Schiller ve Naumann (1937) tarafından önerilen sürüklenme kuvveti modeli kullanılmıştır. Yüzey gerilme kuvvetinin hesaplanmasında, havanın yoğuşturucu kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan 70°C'deki değeri; 0,064 N/m yüzey gerilme katsayısı olarak kullanılmıştır. Fazlar arası ısı transferinin modellenmesinde ise Ranz ve Marshall (1952) tarafından geliştirilen model kullanılmıştır.

Tez çalışmasında tek paslı hava yoğuşturmalı yoğuşturucuya sahip kurutucu ile deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneyselde kararlı rejimde yoğuşma hızı ve kanal çıkışında proses havasının ortalama sıcaklığı elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar HAD analizlerinin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- HAD analizleri sonucunda yoğuşturucu kanalında kararlı rejimde yoğuşan su miktarının 0,455 g/s olduğu hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalarda ise kararlı

rejimde yoğuşan su miktarının 0,5 g/s olduğu tespit edilmiştir. HAD analizleri ile deneysel sonuçlar arasında % 9'luk bir sapma bulunmaktadır. Bu sapma yoğuşmanın sayısal modellenmesinde kabul edilebilir bir değerdir.

- HAD analizlerine göre kanal çıkışındaki alan ortalama sıcaklık değeri 338,3 K (65,15 °C)'dir. Deneysel sonuçlarda ise kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri 339, 45 K (66,3°C) olarak ölçülmüştür. Sayısal modelde kanal çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri % 1,74 sapma ile elde edilmiştir.
- Parametrik çalışma kapsamında hava debisinin yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarına etkisi incelenmiştir. Hava debisinin azalması kararlı rejimde yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarının artmasına neden olmuştur. Hava debisinin artışı belli bir noktadan sonra yoğuşan su miktarına etkisi azalmıştır.
- Parametrik çalışma kapsamında kanal et kalınlığının kanalda yoğuşan su miktarına etkisi incelenmiştir. Kanal et kalınlığının artmasıyla birlikte kararlı rejimde yoğuşturucu kanalında yoğuşan su miktarının az da olsa azaldığı görülmektedir.
- Son olarak farklı türbülans modellerinin kanal içinde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışında alan ortalama sıcaklık değerine etkisi incelenmiştir. Türbülans modeli olarak iki denklemlilik; standart k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε ve standart k-ε enhanced wall treatment türbülans modelleri kullanılmıştır. Farklı türbülans modellerinin kararlı rejimde yoğuşan su miktarına ve kanal çıkışında alan ortalama sıcaklık değerine net bir etkisi görülmemiştir.

## KAYNAKLAR

- Alkhedhair, A., Guan, Z., Jahn, I., Gurgenci, H. & He, S. (2014). Water spray for pre-cooling of inlet air for natural dry cooling towers- experimental study, *International Journal of Thermal Sciences*, 90 (2015), 70-78.
- Ansys Fluent Kullanıcı Rehberi. (2015). ANSYS Inc.
- Barák, J., Fraňa, K. & Stiller, J. (2014). Condensation of moist air in heat exchanger using CFD, *International Journal of Mathematical, Computational, Physical and Quantum Engineering*, 8(1), 61–66.
- Brackbill, J. U., Kothe, D. B. & Zemach, C. (1992) A Continuum Method for Modeling Surface Tension. *J. Comput. Phys*, 100, 335–354.
- Clift, Grace ve Weber. (1978). *Bubbles. Drops. and Particles*. Technical Report. Academic Press.
- Çengel, Y.A. & Boles, M.A. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5<sup>th</sup> edition. McGraw- Hill. Sayfa 732-733.
- Facaõ, J., Armando, Z. & Oliveira, C.A. (2008). Heat and mass transfer in an indirect cooling tower: CFD simulation and experiment, *Numerical Heat Transfer*, 54, 933-944.
- Hertz, H. (1882). On the Evaporation of Liquids, Especially Mercury, in Vacuo, *Annalen der Physik (Leipzig)*.
- Hughmark, G.A. (1967). Mass and heat transfer from rigid spheres, *AICHE Journal*, 13, 1219-1221.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons. Sayfa 641-655.
- Knudsen M. (1915). Maximum Rate of Vaporization of Mercury, *Annalen der Physik (Leipzig)*.
- Launder, B. E. (1975). Prediction Methods for Turbulent Flows. *IVK Lectures Series* 76. Progress in the modelling of turbulent transport.
- Lee, W.H. (1979). A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling. Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico.
- Montazeri, H., Blocken, B. & Hensen, J.L.M. (2015). Evaporative cooling by water spray systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis, *Building and Environment*, 83, 129–141.
- Ranz, W. E. & Marshall, W. R. (1952). Vaporation from Drops. Part I. *Chem. Eng. Prog.* 48(3). 141–146.
- Schiestel, R. (2008). *Modelling and Simulation of Turbulent Flows*. John Wiley & Sons.

- Schiller L. & Naumann, Z.** (1935). Z. Ver. Deutsch. Ing.
- Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J.** (1995). A New k- $\epsilon$  Eddy Viscosity Model For High Reynolds Number Turbulent Flows. *Computers Fluids*. 24(3). Sayfa 227-238.
- Tomiyama, A.** (1998). Struggle with computational bubble dynamics. *Third International Conference on Multiphase Flow*.
- Wilcox, D. C.** (1988). Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *A.I.A.A. J.* Sayfa 1299-1310.
- Yakhot, V. ve Orszag, S. A.** (1986). Renormalization Group Analysis of Turbulence – 1- Basic Theory. *J. Of Scientific Computing*. 1 (1). 658-684.

## **ÖZGEÇMİŞ**

**Ad Soyad** : Mutlu İPEK

**Doğum Yeri ve Tarihi** : Erzincan - 28.02.1990

**E-Posta** : ahmetmutluipek@hotmail.com

### **ÖĞRENİM DURUMU:**

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### **MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:**

Arçelik A.Ş. Ar-Ge Mühendisi (2013- Devam ediyor)