

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN ANALİTİK VE SAYISAL  
MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Melih MERİÇ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı-Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**

**EYLÜL 2019**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN ANALİTİK VE SAYISAL  
MODELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Melih MERİÇ  
(503081139)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı-Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**

**EYLÜL 2019**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081139 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Melih MERİÇ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN ANALİTİK VE SAYISAL MODELLENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**        **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Öğr. Gör. Dr. Oktay YILMAZ** .....  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi**        : 04 Eylül 2019  
**Savunma Tarihi**     : 25 Eylül 2019





*Rahmetli Anneanneme, Aileme ve Eşime,*





## ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi bana katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri öğrenim sürecimin ve tez çalışmamın her aşamasında destekleyen, yol gösteren, bir mühendis olarak niteliğimi artırmamda büyük rol oynayan danışman hocam Sn. Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ'ye en derin saygı ve şükranlarımı sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam esnasında değerli fikir ve görüşlerini benden esirgemeyen, arkadaşlarım Sn Refik Alper TUNCER ve Sn. Ahmet Semih PARLAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında bana hep destek olan Sn. Aslı ÇİLİNGİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımın analitik yöntemler kısmında her soruma ve sorunuma içtenlikle cevap veren, yardımcı olan, çalışmalar sırasında hiç çekinmeden destek verip, üretmiş oldukları lisanslı yazılımlarını ücretsiz olarak kullanımına açan CoilDesigner® ekibinin her bir üyesine ve tasarım yazılımının sahibi Thermal Systems Design şirketine en derin şükran ve 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.

Eylül 2019

Melih MERİÇ  
(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>xxi</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Yoğuşma Sistemleri .....	2
1.1.1 İklimlendirme .....	2
1.1.2 Bağıl nem ve mutlak nem .....	3
1.1.3 Bağıl nem ve psikrometri .....	5
1.1.4 Nemli havanın soğutulması.....	6
1.2 Heterojen Yoğuşma .....	10
1.3 Film Yoğuşması .....	11
1.4 Damlacıklı Yoğuşma .....	12
1.5 Homojen Yoğuşma.....	13
1.6 Doğrudan temaslı yoğuşma .....	13
1.7 Tezin Amacı .....	16
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>19</b>
<b>3. YOĞUŞMANIN FİZİKSEL TANIMI</b> .....	<b>25</b>
3.1 Düşey Bir Levha Üzerinde Laminer Film Yoğuşması .....	28
3.2 Yatay Borular Üzerinde Film Yoğuşması .....	30
3.3 Düşey Sıralı Yatay Borular Üzerinde Film Yoğuşması .....	31
3.4 Damlacık Yoğuşması .....	32
3.5 Çok Fazlı Akış Modelleme Yaklaşımları .....	33
3.5.1 Çok fazlı akış kavramı .....	33
3.5.2 Gaz-sıvı veya sıvı-sıvı akışları .....	33
3.5.3 Gaz-katı akışları .....	34
3.5.4 Sıvı-katı akışları .....	34
3.5.5 Üç fazlı akışlar .....	34
3.6 Eulerian Çok Fazlı Akış Modeli.....	34
3.6.1 Eulerian çok fazlı akış modeli sınırlamaları .....	35
3.6.2 Hacimsel oran denklemi.....	36
3.6.3 Korunum denklemleri .....	36
3.6.4 Kütlelenin korunumu denklemi .....	36
3.6.5 Momentumun korunumu denklemi.....	37
3.6.6 Akışkan-akışkan fazları arası momentum transfer katsayıları .....	38
3.6.7 Fazlar arası sürüklenme katsayısının modellenmesi .....	39
3.6.8 Fazlar arası yüzey gerilme kuvvetinin modellenmesi .....	40
3.6.9 Enerjinin korunumu denklemi .....	40

3.6.10 Fazlar arası ısı geçiş katsayıları.....	41
3.7 Çok Fazlı Akışlarda Kütle Transferi .....	42
3.7.1 Kütle denklemi .....	42
3.7.2 Momentumun korunumu denklemi .....	42
3.7.3 Enerjinin korunumu denklemi.....	43
3.7.4 Buharlaştırma-yoğuşma modeli .....	43
3.8 Türbülanslı Akışın Genel Modellenmesi.....	45
3.8.1 İstatistiksel yaklaşım .....	45
3.9 İki Denklemlili Modeller .....	48
3.9.1 Standart k-ε türbülans modeli .....	48
3.9.2 RNG k-ε türbülans modeli .....	49
3.9.3 Realizable k-ε türbülans modeli .....	52
3.9.4 Standart k-ω türbülans modeli.....	55
3.9.5 Baseline (BSL) k-ω türbülans modeli .....	58
3.9.6 SST k-ω türbülans modeli .....	61
3.10 Çok fazlı akış modellerinde türbülans modellerinin kullanılması.....	61
<b>4. BUHARLAŞTIRICI ÜZERİNDE YOĞUŞMANIN ANALİTİK MODELİ .. 65</b>	
4.1 Problemin Tanımı.....	65
4.2 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi .....	66
4.3 Soğutucu Akışkan.....	67
4.3.1 Ozon tabakasının aşınması .....	68
4.3.2 Küresel ısınma potansiyeli .....	69
4.4 Tasarlanan Buharlaştırıcı.....	69
4.5 Tasarımda Kullanılan Modeller.....	73
4.5.1 Hava tarafı ısı transfer katsayısı .....	73
4.5.2 Hava tarafı basınç kaybı.....	74
4.5.3 Soğutucu akışkan tarafı ısı transferi katsayısı .....	75
4.5.3.1 Sıvı ve gaz fazı için ısı transferi katsayısı .....	75
4.5.3.2 İki fazlı akış bölgesi için ısı transferi katsayısı .....	75
4.5.4 Soğutucu akışkan tarafı basınç kaybı .....	76
4.5.4.1 Sıvı ve gaz fazı için basınç kaybı korelasyonları .....	76
4.5.4.2 İki fazlı akış bölgesi için basınç kaybı korelasyonları.....	76
4.6 Buharlaştırıcı analiz sonuçları. ....	77
<b>5. BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ..... 79</b>	
5.1 Basınca Dayalı Çözüm Algoritması .....	80
5.2 Modelin Sonlu Hacimlere Bölünmüş Olarak Gösterimi .....	81
5.2.1 Çözüm ağından bağımsız sayısal sonuçlar.....	84
5.3 Sayısal Model İçin Sınır Şartları .....	85
5.4 Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri.....	87
5.5 Buharlaştırıcıdaki Yoğuşmanın Sayısal Analiz Yöntemi.....	88
5.6 Sayısal ve Analik Model Çözümlerinin Değerlendirilmesi.....	89
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER..... 97</b>	
<b>KAYNAKLAR..... 99</b>	
<b>EKLER .....</b>	<b>103</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ..... 123</b>	

## **KISALTMALAR**

<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>RANS</b>	: Reynolds Averaged Navier Stokes
<b>UDF</b>	: User Defined Functions
<b>IAPWS</b>	: International Association for the Properties of Water and Steam
<b>DTY</b>	: Doğrudan Temaslı Yoğuşma
<b>ST</b>	: Isı Değiştiricisinin Soğutucu Akışkan Tarafı
<b>HT</b>	: Isı Değiştiricisinin Hava Tarafı
<b>KTS</b>	: Kritik Nokta Sıcaklığı
<b>KNB</b>	: Kritik Nokta Basıncı
<b>ODP</b>	: Ozone Depletion Potential
<b>GWP</b>	: Global Warming Potential



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 4.1 : Buharlaştırıcı ana ölçüleri. ....	72
Çizelge 4.2 : Buharlaştırıcı giriş değerleri. ....	72
Çizelge 4.3 : Soğutucu akışkanın (R290) kimyasal özellikleri.....	73
Çizelge 4.4 : Buharlaştırıcı malzeme bilgisi.....	73
Çizelge 4.5 : Isı transfer katsayısı korelasyonları-hava tarafı.....	73
Çizelge 4.6 : Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (1997). ....	74
Çizelge 4.7 : Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (2002). ....	74
Çizelge 4.8 : Basınç kaybı korelasyonları-hava tarafı. ....	74
Çizelge 4.9 : Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (1997). ....	75
Çizelge 4.10 : Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (2002). ....	75
Çizelge 4.11 : Tek faz için ısı transferi korelasyonları. ....	75
Çizelge 4.12 : İki fazlı akış için ısı transferi korelasyonları. ....	75
Çizelge 4.13 : Korelasyon çalışma aralığı, Shah (2016). ....	76
Çizelge 4.14 : Tek fazlı akış için basınç kaybı korelasyonları. ....	76
Çizelge 4.15 : İki fazlı akış için basınç kaybı korelasyonları. ....	76
Çizelge 4.16 : Çözümleme modelleri. ....	77
Çizelge 4.17 : Analitik modelden elde edilen sonuçlar. ....	77
Çizelge 5.1 : Buharlaştırıcı HAD modeli ölçüleri. ....	81
Çizelge 5.2 : Çözüm ağı kalitesi. ....	83
Çizelge 5.3 : Çözüm ağı – çözüm bağımsızlığı. ....	85
Çizelge 5.4 : Kuru havanın özellikleri.....	88
Çizelge 5.5 : Su buharının özellikleri. ....	88
Çizelge 5.6 : Suyun özellikleri.....	88
Çizelge 5.7 : Sayısal analiz sonuçları. ....	94
Çizelge 5.7 : Sayısal analiz sonuçları-devamı. ....	95





## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Deniz seviyesinde normal sıcaklık psikrometrik diyagramı. ....	5
Şekil 1.2 : Psikrometrik diyagram üzerinde iklimlendirme işlemleri.....	6
Şekil 1.3 : Duyurlur soğutma ve soğutma-nemalma prosesi. ....	7
Şekil 1.4 : Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi (Panasonic).....	8
Şekil 1.5 : Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi proses şeması. ....	8
Şekil 1.6 : Mekanik soğutma çevrimli iklimlendirme ünitesi prensip şeması.....	9
Şekil 1.7 : Paket tip nemalma santrali. ....	10
Şekil 1.8 : Paket tip nemalma santrali iç görünüşü.....	10
Şekil 1.9 : Heterojen yoğuşma - film ve damlacık yoğuşması. ....	13
Şekil 1.10 : Homojen yoğuşma: sis oluşumu ve doğrudan temas yoğuşması. ....	13
Şekil 1.11 : DTY; (a) düşme tipi, (b) film tipi, (c) jet tipi ve (d) baloncuk tipi.....	14
Şekil 1.12 : DTY sistemi kullanan bir çamaşır kurutma makinesi. ....	15
Şekil 1.13 : Film tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser. ....	15
Şekil 1.14 : Baloncuk tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser. ....	16
Şekil 1.15 : Jet tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser. ....	16
Şekil 3.1 : Yoğuşma mekanizmaları, (a) Yüzey üzerinde FY, (b) Yüzey üzerinde DY, (c) Hacme yayılı partikül etrafında yoğuşma, (d) DTY.....	26
Şekil 3.2 : Düşey yüzey üzerinde film ve damlacıklı yoğuşma ile görünüşleri. ....	26
Şekil 3.3 : Alüminyum içecek kutusu üzerinde damlacık yoğuşması. ....	27
Şekil 3.4 : Düşey duvar üzerinde film yoğuşması (a) akış rejimi ve (b) analizi. ....	30
Şekil 3.5 : Düşey boru demeti üzerinde film yoğuşması. ....	31
Şekil 3.6 : Çok fazlı akış tipleri. ....	35
Şekil 4.1 : Tek kademeli soğutma çevrimi prensip şeması.....	66
Şekil 4.2 : Tek kademeli ideal soğutma çevrimi için P-h ve T-s diyagramları. ....	67
Şekil 4.3 : Kanatlı-Borulu ısı değiştiricisi tipleri.....	70
Şekil 4.4 : Tasarımı yapılan buharlaştırıcı (soldan sağa, ön, sol ve sağ yan). ....	71
Şekil 4.5 : Buharlaştırıcının (a) soğutu akışkan ve (b) hava tarafı. ....	71
Şekil 4.6 : Buharlaştırıcı ölçüleri. ....	72
Şekil 5.1 : Basınca dayalı ayırık çözüm algoritması.....	80
Şekil 5.2 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – simetri yüzeyi. ....	81
Şekil 5.3 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – giriş yüzeyi. ....	82
Şekil 5.4 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – boru çevresi. ....	82
Şekil 5.5 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – kesit görünüş. ....	83
Şekil 5.6 : Fiziksel sınırların gösterilmesi. ....	86
Şekil 5.7 : Su buharı-Yoğunluk grafiği.....	87
Şekil 5.8 : Simetri yüzeyinde su buharı fazı için akım çizgileri ve hız alanı. ....	89
Şekil 5.9 : Boru arkasındaki akış yapısı ve ikincil akış bölgesi.....	90
Şekil 5.10 : Buharlaştırıcı çıkışına bitişik boru arkasındaki akış yapısı. ....	90
Şekil 5.11 : Boru yüzeyindeki hız profili.....	91
Şekil 5.12 : Simetri düzleminde kuru hava sıcaklık değişimi. ....	91
Şekil 5.13 : Simetri düzleminde su buharı sıcaklık değişimi.....	92
Şekil 5.14 : Buharlaştırıcı çıkışında kuru hava yoğunluk değişimi. ....	92

<b>Şekil 5.15</b> : Buharlaştırıcı çıkışında su buharı yoğunluk değişimi. ....	<b>92</b>
<b>Şekil A.1</b> : Isı değiştiricisi ölçüleri. ....	<b>104</b>
<b>Şekil D.1</b> : Isı değiştiricisi ölçüleri. ....	<b>117</b>
<b>Şekil D.2</b> : Isı değiştiricisi ölçüleri. ....	<b>119</b>



## BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN ANALİTİK VE SAYISAL MODELLENMESİ

### ÖZET

Yoğuşma olayı günlük hayatta ve mühendislik problemlerinin pek çoğunda karşımıza çıkmaktadır. Yoğuşma, nemli havanın içerisindeki su buharının belirli şartlar altında termodinamik dengeye ulaşması ve akabinde gaz fazından sıvı fazına geçmesi olayına denir. Yoğuşma olayı, mühendislik uygulamalarında önlenmesi, kontrol altına alınması veya gerçekleşmesi istenen bir termodinamik hal değişimidir. Bu bağlamda, yapı sektöründe cam cephe terlemesi diye anılan yoğuşmanın cam üzerinde cereyan etmesi durumu önlenmesi gereken yoğuşma olayına örnek teşkil etmektedir. Bunun dışında, iklimlendirme sistemlerinde iç ortam nem dengesinin konfor şartları açısından arzulan değerlerde tutulabilmesi amacıyla uygulanan nemalma prosesi istenilen veya kontrollü yoğuşmaya örnek teşkil etmektedir. Bahsedilen konfor iklimlendirmesi uygulama alanı dışında, endüstriyel kurutucularda, ev tipi ayrıklı veya tümleşik çamaşır kurutma makinelerinde yoğuşma olayı kurutma prosesi nin önemli bir parçasıdır. Buraya kadar bahsedilen, yoğuşma olayının geneli itibariyle bir nemalma prosesi, kurutma prosesi ve soğutma uygulamaları, sonucunda görülüyor olduğudur. Yoğuşma olayının öngörülmesi veya doğru bir şekilde hesaplanabilmesi hem bu proseslerin doğru şekilde işlemesi hem de yoğuşma miktarının bilinmesi, bu yoğuşan sıvı miktarının tahliye edilmesi gereken durumlar için de ayrıca önem arz etmektedir. Buharlaştırıcı cihazı ise genel tanımı itibariyle bir ısı değiştiricisi olmakla beraber incelenen ısı değiştiricisi tipi kanatlı-borulu ısı değiştiricisidir. Kanatlı-borulu ısı değiştiricileri de kanat tip ve geometrilerine göre çeşitlilik göstermektedir. İnceleme mizde kullanılan kanatlı-borulu ısı değiştiricisi dalgalı tip kanat şekline sahiptir. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkanın dış ortamlarla olan ısı transferi nedeniyle cihaza sıvı fazda giren akışkanın gaz fazında çıktığı ısı değiştiricisine buharlaştırıcı denir. Buharlaştırıcının tersi proseste çalışan ısı değiştiricisine ise yoğuşturucu denir. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevriminde ortam soğutmasını yapan ısı değiştiricisine buharlaştırıcı, sıkıştırıcı çıkışındaki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın, soğutucu akışkandan daha düşük sıcaklıktaki dış ortamlarla temasıyla soğuyarak gaz fazından sıvı fazına geçtiği ısı değiştiricisi cihazına ise yoğuşturucu denilmektedir. Söz konusu buharlaştırıcı cihazı üzerinde, soğutucu akışkan dan yüksek sıcaklıkta olan dış ortam havasının cihaz üzerinden akışı esnasında cihaz kanat ve/veya boruları üzerindeki sıcaklığın etkisindeki soğumayla meydana gelen hacimsel yoğuşma incelenmiştir. Çalışmanın analitik kısmında ise sektörde buharlaştırıcı tasarımı için sıklıkla kullanılan, tercih edilen korelasyonlar kullanılarak, belirlenen buharlaştırıcı hava ve soğutucu akışkan tarafı akış ve termodinamik parametreleri ile bir evaporatör tasarımı yapılmıştır. Analitik çalışma dahilinde yapılan buharlaştırıcı tasarımı, elde edilen yoğuşma miktarı üzerinde durulmuştur. Çalışmaya konu olan yoğuşma miktarının, verilen parametrelerle tasarlanan buharlaştırıcı cihazı tasarımı için, hesaplanması farklı korelasyonlar kullanılarak yapılmış ve ulaşılan sonuçlar sunulmuştur. Yoğuşma miktarının analizi ve hesaplanması, analitik çözümlenmeye ilave

olarak sayısal çözümleme ile de yapılmıştır. Yoğuşma miktarının belirlenmesi için yapılan analitik çözümlemede kullanılmak üzere tasarımı yapılmış buharlaştırıcı için cihaz giriş-çıkışındaki hava ve soğutucu akışkan tarafı parametreleri ise; ticari bir buharlaştırıcı-yoğuşturucu tasarımı yazılımı olan CoilDesigner® ile buharlaştırıcıya girişte nemli hava kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değeri sırasıyla 45°C ve %92, buharlaştırıcı çıkışında 41.35°C ve %100 olarak, soğutucu akışkanın girişteki sıcaklığı ve kalitesi ise sırasıyla 30°C ve 0,319 çıkışta ise 44,44°C ve 1,09 olarak hesaplanmıştır. Sayısal model oluşturulurken, ticari sayısal analiz programları üreten Ansys firmasının, Ansys Fluent yazılımının 19.1 numaralı sürümü kullanılmıştır. Sayısal model için giriş şartları analitik model ile aynı, boru ve kanat yüzey sıcaklıkları ise sabit olarak alınmıştır. Yüzey sıcaklıkları, girişteki soğutucu akışkan sıcaklığı ve giriş-çıkış soğutucu akışkan sıcaklık farkının aritmetik ortalaması olarak alınmış, bununla elde edilen iki farklı senaryo karşılaştırılmıştır. Problem fiziği yüksek derecede zamana bağımlı olduğundan dolayı, gerek nümerik hesaplama zamanı ve maliyeti dolayısıyla sabit yüzey sıcaklığı şartları ile basitleştirilmiştir. Nümerik analiz sürekli rejimde yapılmıştır. Ansys Fluent, sonlu hacimler metodu ile sayısal çözümleme yapan bir ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımıdır. Buharlaştırıcı üzerindeki yoğuşmanın hesaplanması için kuru hava, su buharı ve su'dan oluşan üç faz kullanılmıştır. Ortaya konulan üç fazlı akış modelinde kuru hava yoğuşmayan gaz olarak ele alınmış, kütle transferi ise su buharı ve sıvı su arasında tanımlanmıştır. Kütle transferi için yazılımın içinde hazır olarak bulunan Buharlaşma-Yoğuşma modeli kullanılmış, prosesin herhangi bir kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) yazılmadan çözümlenmesi amaçlanmıştır. Yazılım içerisinde üç adet çok fazlı akış modeli bulunmaktadır. Bunlar; Volume of Fluid (VOF), Multiphase Mixture ve Eulerian Multiphase modelleri olup, çözüm için Eulerian çok fazlı akış modelinin kullanımı uygun görülmüştür. Eulerian çok fazlı akış modeli bahsi geçen diğer modeller içinde en bütünlük olan ve içerisinde en çok fiziksel parametreyi barındıran modeldir. Bundan dolayı, çözülecek denklem sayısı ve dolayısıyla serbestlik derecesi daha fazla, hesaplama maliyeti en yüksek olan çok fazlı akış modelidir. Bununla beraber Eulerian çok fazlı akış modeli en doğru sonuçları verebilecek seçenek olmaktadır. Seçilen modelde korunum denklemleri her bir faz için ayrı olarak çözümlenmektedir. Buharlaştırıcı içerisindeki türbülanslı akışı çözmek için iki denklemlilik modellerden  $k-\epsilon$  seçilmiş ve türbülanslı transport denklemleri de karışım için çözdürülmüştür. Böylece üç faz için ayrı ayrı çözümlemeye gidilmemiş ve hesaplama zamanından tasarruf edilmiştir. Fazların hacimsel oranının hesaplanması için bir adet hacimsel oran denklemi çözülmüştür. Çözümlenen denklemlere genel olarak bakıldığında bir adet süreklilik denklemi, altı adet momentum denklemi, üç adet enerji denklemi, iki adet türbülanslı transport denklemi ve bir adet hacimsel oran denklemi olmak üzere toplam olarak her bir kontrol hacmi başına on üç adet denklem çözülmüştür. Sayısal çözüm, bu şartlar altında sekiz çekirdekli bir işlemci ve tümleşik 16 gigabayt rastgele erişimli bellek barındıran genel kullanım amaçlı bir kişisel bilgisayar ile yapılmıştır. Yapılan sayısal analiz çalışmasında, fazlar arası sürtünme kuvvetinin ve ısı transferi katsayısının bulunması için sırasıyla Schiller ve Naumann (1937), Ranz-Marshall (1952) ve Hughmark modelleri kullanılmıştır. Bunlarla beraber sıvı-gaz arayüzeyindeki yüzey gerilme kuvveti de hesaba katılmış ve buharlaştırıcı girişindeki 45°C nemli hava sıcaklığına göre bulunan 0,069 N/m değeri kullanılmıştır. Sayısal model, 81 adet dalgalı tip kanattan oluşan buharlaştırıcı geometrisi için iki kanat arasının akış hacmi olarak alınmasıyla oluşturulmuştur. Bu sayede elde edilen veriler, analitik çalışmadan elde edilen değerlerin seksende biri olmakla beraber, sonuçların toplam kanat aralık sayısı ile çarpılması yoluyla analitik model sonuçları ile karşılaştırılacaktır. Analitik ve sayısal çalışmada, yukarıda bahsedilmiş olan hava ve soğutucu akışkan tarafı giriş değerleri aynı alınmıştır. Buharlaştırıcı hava tarafı

girişindeki fazların psikrometrik değerleri analitik çözümden elde edilen 45°C kuru termometre sıcaklığı ve %92 bağıl nem değerleri ile 1 atmosfer çalışma basıncı şartları altında elde edilmiştir. Buharlaştırıcı kanatlarına adyabatik ve sabit sıcaklık değerleri, boru yüzeylerine ise sabit sıcaklık değerleri atanarak çıkış değerleri ve yoğuşma miktarı hesaplanmıştır, analitik ve sayısal çözümlerle sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç itibarıyla, sayısal analiz sonuçları ile analitik sonuçlar karşılaştırıldığında değerlerin özellikle soğutucu akışkan giriş-çıkış sıcaklığının aritmetik ortalamasının boru yüzeyi ve kanat yüzeyine atandığı durumlarda önemli ölçüde benzerlik gösterdiği belirlenmiştir. Bununla beraber farklı, sabit kanat ve boru yüzey sıcaklıklarındaki değerlerin de problemin fiziğiyle uyumlu ve tutarlı sonuçlar verdiği görülmüştür.





# **ANALYTICAL AND NUMERICAL MODELLING OF CONDENSATION IN EVAPORATOR**

## **SUMMARY**

Condensation occurs in daily life and most of the engineering problems. Condensation is the name of transformation process of water vapor in humid air to reach the thermodynamic equilibrium under certain conditions and then to pass from the gas phase to the liquid phase. Condensation event is a thermodynamic change of state in engineering applications, which could be prevented, controlled or desired to happen. In this context, sweating on glass facade in building sector is an example of condensation, which should be prevented.

Other than this; in the air conditioning systems, the dehumidification process applied in order to keep indoors humidity balance at the desired values of thermal comfort conditions is an example of the desired or controlled condensation. Except comfort air conditioning systems, condensation event is an important part of the drying process in industrial drying machines and discrete or integrated domestic drying machines. Thus far mentioned, condensation event is generally seen as a result of dehumidification, dehumidification in order to drying process and cooling applications.

Correctly predicting and calculating the condensation is especially important both for the process to be held properly and for evacuating the condensed liquid. Although the evaporator is a heat exchanger in general terms, the verifying heat exchanger type is finned-tube heat exchanger type. Finned-tube heat exchanger types also vary according to fin type and geometries. The finned-tube heat exchanger type used in our review has a wavy type fin shape.

The heat exchanger, in which the fluid entering liquid phase is released in the gas phase due to the heat transfer of the refrigerant to the external environment in the vapor-compression refrigeration exchange systems, is called the evaporator. Condenser is a heat exchanger that works in the opposite process of the evaporator.

In the vapor-compression refrigeration systems the ambient cooling heat exchanger is called evaporator and the heat exchanger that causes the change from the gas phase to the liquid phase by the superheated vaporized refrigerant at the compressor outlet is cooled by contact with the external environment at a lower temperature than the refrigerant fluid, is called the condenser.

The volumetric condensation formed by cooling in the temperature effect on the device fins and / or pipes during the flow of the external air from the refrigerant to the high temperature on the evaporator device was examined. In the analytical part of the study, an evaporator design has been made with the evaporative air and refrigerant side flow and thermodynamic parameters determined by using preferred correlations, which are commonly used in the sector for evaporator design. In the analytical study, the amount of obtained condensate emphasized for the design of the evaporator. Using different correlations also made the calculation of the selected amount of condensate for the design of the evaporator device with the given parameters and the results were

presented. Analysis and calculation of the amount of condensate were done by numerical analysis in addition to analytical analysis.

In order to use the analytical and numerical analysis to determine the amount of condensate, if the air and refrigerant side at the device inlet and outlet are parameterized for the designed evaporator; CoilDesigner®, a commercial evaporative-condenser design software, has a humid air-dry thermometer temperature and relative humidity at entry to the evaporator at 45°C and 92%, at evaporator output 41.35°C and 100%, while the temperature and quality of refrigerant at the inlet 30°C and 0.319 at the output were calculated as 44.44°C and 1.09.

While creating the numerical model, the Ansys Fluent software version of 19.1, produced by the Ansys firm, was used. The entry requirements for the numerical model are the same as the analytical model and the pipe and fin surface temperatures are taken as constant. The surface temperatures were taken as the arithmetic mean of the inlet and outlet refrigerant temperature difference and the refrigerant temperature at the inlet and two different scenarios were compared. Because the problem physics is highly time-dependent, it is simplified by constant surface temperature conditions, both around the computation time and cost of numerical calculation.

Numerical analysis was conducted in steady state. Ansys Fluent is commercial computational fluid dynamics software that performs numerical analysis with finite volume method. To calculate the condensation on the evaporator, three phases including dry air, water and water vapor has been used. In the three-phase flow model laid out, the dry air is not condensed, inert, taken as gas, mass transfer is defined between water vapor and liquid water.

For the mass transfer, the evaporation-condensation model, which is present in the software, is used and it is aimed to analyze the process without writing any user-defined function (UDF).

There are three multi-phase flow models in the software; Volume of Fluid (VOF), Multiphase Mixture and Eulerian Multiphase models. The Eulerian multi-phase flow model was considered suitable for the solution. The Eulerian multiphase flow model is the most integrated among the other models mentioned and is the model that contains the most physical parameters. Therefore, the number of equations to be solved and hence the degree of freedom is higher and the calculation cost is the highest multiphase flow model. However, the Eulerian multi-phase flow model is the option to give the most accurate results.

In the selected model, conservation equations are solved separately for each phase,  $k-\epsilon$  was chosen from two equilibrium models to solve turbulent flow in the evaporator and turbulent transport equations were solved for the mixture. Thus, three phases were not analyzed separately and the calculation time was saved. The volume fraction of the phases is calculated and a volume fraction equation is solved.

When the analyzed equations are examined in general, one continuity equation, six momentum equations, three energy equations, two turbulent transport equations and one volume fraction equation are solved in total, with a total of thirteen equations per control volume. The numerical solution has been built with an eight-core CPU and 16 gigabyte RAM in a general-purpose Personal Computer.

In the numerical analysis study, Schiller and Naumann (1937) and Ranz-Marshall (1952) and Hughmark models were used to find interphase friction force and heat transfer coefficient between the phases. In addition, the surface tension force at the liquid-gas interface was taken into account and the value of 0.069 N/m based on the



temperature of 45°C at the evaporator inlet was used. Numerical models are created by taking from the flow volume of the two fins for the evaporator geometry consisting of alternating types of wings 81 pieces.

In the analytical and numerical study, the air-side and refrigerant input side thermodynamic / thermal values are taken as the same. The psychometrics values of the phases at the evaporator air side input were obtained from the analytical solution at 45°C dry thermometer temperature and 92% relative humidity values and 1 atmosphere under working pressure conditions. Adiabatic and constant temperature values of vaporizer fins and constant temperature values of tube surfaces were calculated and output values and condensation amount were calculated and the results were compared.

As a result, when the numerical analysis results and the analytical results were compared, it was determined that the values showed a significant similarity especially when the arithmetic average of the refrigerant inlet-outlet temperature was assigned to the tube surface and fin surface. At the same time, the values of different fin and tube surface temperatures were also consistent with the physics of the problem.



## 1. GİRİŞ

Yoğuşma olayı, en genel anlatımla nemli havanın içerisindeki su buharının gaz fazından sıvı fazına geçişi olarak tanımlanabilir. Nemli hava içerisindeki su buharının kısmi basıncı aynı sıcaklık ve atmosfer basıncı altındaki su buharının doyma basıncının altına düştüğünde gaz halindeki su molekülleri sıvı haline geçmeye başlar. Gaz fazındaki su moleküllerinin, sıvı fazına geçiş reaksiyonu esnasında enerji artışı meydana gelir ve bu vesileyle su buharının yoğuşması esnasında çevreleyen ortama ısı verilir. Bu nedenle yoğuşma mekanizması ısıveren (egzotermik) bir reaksiyondur.

Yoğuşma incelenirken karşılaşılan en önemli parametre bağıl nemdir. Bağıl nem; nemli havada bulunan gaz fazındaki suyun, aynı sıcaklık ve basınç koşullarında bünyesinde taşıyabildiği en yüksek su buharı miktarına olan oranıdır. Bağıl nem “0” ile “1” değeri arasında ifade edilir ve çoğunlukla “%” olarak gösterilir. Bağıl nem değerinin 0 olması, içerisinde su buharı bulunmayan, tamamı ile kuru hava anlamına gelir. Bununla birlikte bağıl nem değerinin “1” olması durumu ise içerisinde barındırabileceği en yüksek su buharı miktarına ulaşmış olan doymuş nemli hava anlamına gelir. Bu durum sırasıyla %0 ve %100 bağıl nem olarak ifade edilmektedir. Doymuş nemli hava bir denge hali olmakla birlikte yoğuşma başlangıcındaki hava anlamına gelmektedir.

Yoğuşma olayı günlük hayatta ve mühendislik problemlerinin pek çoğunda karşımıza çıkmaktadır. Yoğuşma olayı, mühendislik uygulamalarında önlenmesi, kontrol altına alınması veya gerçekleşmesi istenen bir termodinamik hal değişimidir. Bu bağlamda, yapı sektöründe cam cephe terlemesi diye anılan, yoğuşmanın pencere üzerinde cereyan etmesi durumu önlenmesi gereken yoğuşma olayına örnek teşkil etmektedir. Bunun dışında; iklimlendirme sistemlerinde iç ortam nem değerinin konfor şartları açısından arzulanan seviyede tutulabilmesi amacıyla uygulanan nemalma prosesi, nemalma cihazları üzerinde istenilen veya kontrollü yoğuşmaya örnek teşkil etmektedir. Bahsedilen konfor iklimlendirmesi uygulama alanı dışında, endüstriyel kurutucularda, evsel çamaşır kurutma makinelerinde yoğuşma olayı kurutma prosesinin önemli bir parçasıdır. Yoğuşma olayının öngörülmesi veya doğru bir şekilde hesaplanabilme

si, hem bu proseslerin doğru şekilde işlemesi hem de yoğuşma miktarının bilinmesi, yoğuşan sıvı miktarının tahliye edilmesi gereken durumlar için de ayrıca önem arz etmektedir. Buharlaştırıcı cihazlarında yoğuşma etkinliği nemalma ve kurutma proseslerinde bir performans kriteri olarak düşünülebilir.

## **1.1 Yoğuşma Sistemleri**

Yoğuşma olayının gerçekleşmesi genel olarak iki ayrı başlık altında tanımlanabilir. Bunlar; homojen ve heterojen yoğuşma olarak adlandırılabilir. Homojen ve heterojen yoğuşma olayı üç ayrı mekanizma ile gerçekleşebilir. Bunlar; film yoğuşması, damlacık yoğuşması ve direkt temaslı yoğuşma olmaktadır. Yoğuşma mekanizmasının iyi anlaşılabilmesi için nemli havanın termodinamik özellikleriyle ilgili alt alan olan psikrometri çok iyi kavranmalıdır.

### **1.1.1 İklimlendirme**

İklimlendirme, bir iç ortam havasının sıcaklığını, nemini, temizliğini ve dağılımını kontrol ederek arzu edilen hale getirmek için yapılan hava koşullandırma olarak tanımlanabilir. İklimlendirme, havanın ısıtılması, soğutulması, tazelenmesi veya nemlendirilmesi işlemlerinin bir veya bir kaçının beraber gerçekleştiği proses veya prosesler bütünüdür. İklimlendirme cihazları ise yukarıda bahsi geçen proseslerin bir veya birkaçını yapan ayrık ya da paket halinde makinelere denilmektedir. Bunlara örnek olarak buhar sıkıştırırmalı soğutma makineleri, klima santralleri örnek olarak verilebilir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar, klima santrallerinde ise ısıtma/soğutma serpantinleri iç veya dış hava ile temasta olarak ısı geçişi yoluyla görevlerini yerlerine getirmektedirler. Dış veya iç ortam havası içerisinde su buharı bulundurmakta ve dolayısıyla tamamıyla kuru hava olmamaktadır. Bu nedenle atmosferik hava ile işlemler yapılırken içerisinde bulundurduğu su buharı da hesaba katılmaktadır. Atmosfer basıncındaki nemli havanın özelliklerini inceleyen termodinamik alt dalına psikrometri denilmekte ve nemli hava özelindeki çalışmalarda önemli bir rol oynamaktadır. Psikrometri; duyulur soğutma, duyulur soğutma ile nemalma, nemlendirme gibi süreçleri kapsayan iklimlendirme sistemlerinin temelini oluşturmaktadır.

Konfor iklimlendirme sistemlerinde sıcaklık aralığı  $-10^{\circ}\text{C}$  ile  $50^{\circ}\text{C}$  arasında olmaktadır ve bu fiziksel koşullar altında yapılan psikrometrik hesaplamalarda hava ideal gaz olarak kabul edilmektedir. Suyun doyma basıncı yukarıda verilen sıcaklık aralığının

en üst değeri için yaklaşık 12,3 kPa olmaktadır. Bu sınır değerden düşük basınçlarda, bağıl nem %100 (doymuş buhar) olsa da su buharı %0,2'nin altında bir hatayla ideal gaz olarak kabul edilebilir. Öyleyse;

$$P_{kh} v_{kh} = RT \quad (1.1)$$

$$P_{sb} v_{sb} = RT \quad (1.2)$$

olmaktadır. Bu durumda atmosferik hava basıncı, kuru havanın ( $P_{kh}$ ) ve su buharının ( $P_{sb}$ ) kısmi basınçlarının toplamı olarak ele alınıp ideal bir gaz karışımı olarak kabul edilebilir.

$$P_{nh} = P_{kh} + P_{sb} \quad (1.3)$$

Denklem 1.3'te  $P_{nh}$  nemli havanın basıncını,  $P_{kh}$  kuru havanın basıncını ve  $P_{sb}$  su buharının kısmi basıncını sembolize etmektedir.

### 1.1.2 Bağıl nem ve mutlak nem

İklimlendirme problemlerinde bağıl nem ve mutlak nem kavramları ile sıklıkla karşı karşıya gelinmektedir. Psikrometrinin tamamını kapsamakla birlikte bu iki kavramın özellikle kavranması, iklimlendirme proseslerinin anlaşılması açısından önem arz etmektedir.

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

$$\omega = \frac{m_{sb}}{m_{kh}} \quad (1.4)$$

İfadede  $\omega$  özgül nemi,  $m_{sb}$  nemli hava içerisindeki su buharı kütlesini ve  $m_{kh}$  kuru hava kütle miktarını sembolize etmektedir.

Nemli hava içerisinde bulunan kuru hava ve su buharı bileşenleri ideal gaz olarak kabul edilmişti, bu bağlamda denklem 1.4'teki ifadeler düzenlenirse, denklem 1.5 elde edilmektedir. Denklem 1.3 ve 1.5'teki ifade birlikte ele alınıp yeniden düzenlenirse,

$$\omega = \frac{P_{sb} V / R_{sb} T}{P_{kh} V / R_{kh} T} = \frac{P_{sb} / R_{sb}}{P_{kh} / R_{kh}} = 0,622 \frac{P_{sb}}{P_{kh}} \quad (1.5)$$

özgül nem ifadesi aşağıda görüldüğü gibi, denklem 1.6, yazılabilmektedir.

$$\omega = 0,622 \frac{P_{sb}}{P - P_{sb}} \left( \frac{kg_{sb}}{kg_{kh}} \right) \quad (1.6)$$

Bağıl nem ise nemli havanın içerisinde bulunan su buharı kütlesinin ( $m_{sb}$ ), aynı sıcaklıktaki nemli havanın içerisinde bulunabilecek maksimum su buharı miktarına ( $m_{mb}$ ) oranı olarak tanımlanır. Bağıl nem ( $\phi$ ) ile gösterilmekte ve aşağıda belirtildiği gibi denklem 1.7 ile ifade edilmektedir.

$$\phi = \frac{m_{sb}}{m_{mb}} = \frac{P_{sb} V / R_{sb} T}{P_{kh} V / R_{kh} T} = \frac{P_{sb}}{P_{mb}} \quad (1.7)$$

Denklem 1.7’de suyun doyma basıncını simgeleyen,  $P_{mb}$ , denklem 1.8’de ifade edilmektedir.

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

Bağıl nem ve özgül nem ifadeleri, denklem 1.6 ve 1.7’nin birlikte değerlendirilmesiyle birbirleri cinsinden sırasıyla denklem 1.9 ve 1.10’da ifade edilmiştir.

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

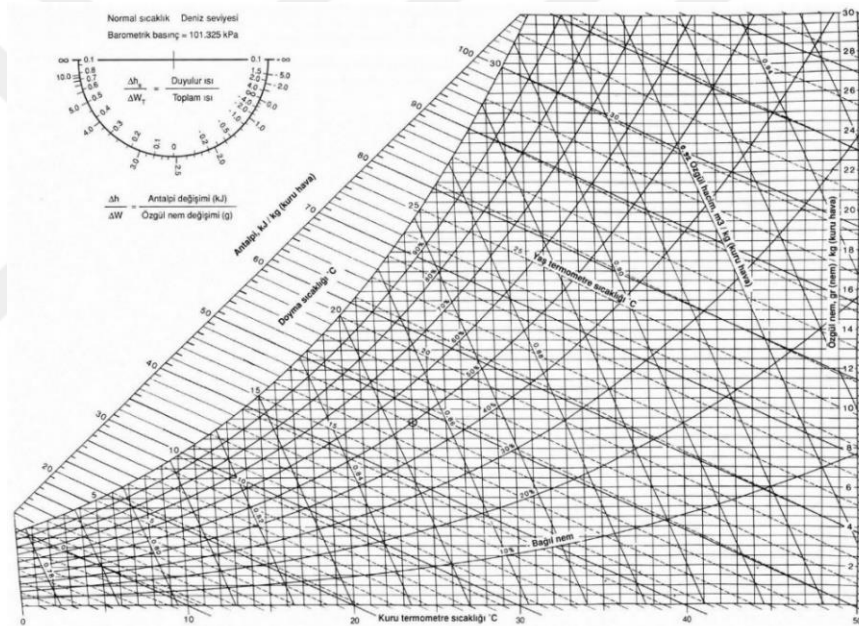
$$\omega = \frac{0,622 \phi P_{mb}}{P - \phi P_{mb}} \quad (1.10)$$

Bağıl nem değerinin “0” olması artık nemli hava tanımının ortadan kalktığı, içerisinde su buharı bulunmayan, tamamıyla kuru hava anlamına gelir ve bununla beraber bağıl nem değerinin “1” olması durumu ise nemli havanın içerisinde barındırabileceği en büyük oranda su buharına sahip olan doymuş nemli hava anlamına gelir. Bu durum sırasıyla %0 ve %100 olarak ifade edilmektedir. Bağıl nemin 1 ya da %100 olması durumu, nemli havanın bünyesinde daha fazla su buharı barındıramayacak olması ve teorik olarak içerisindeki su buharının maksimum orana (%100) ulaştığı anda su buharının faz değiştirmeye başlaması anlamına gelir. Nemli havanın su buharı bulundurma kapasitesi havanın sıcaklığı ile değişmektedir. Belirli bir sıcaklıktaki havaya bağıl nem değeri %100 olana kadar nem ilavesi yapılabilir ve bu işleme nemlendirme denilir. Nemlendirme sonucunda bağıl nem değeri %100’e ulaşmış havaya daha fazla su buharı eklenemez ve %100 bağıl nem seviyesine ulaşmış nemli havaya doymuş hava denilmektedir.

### 1.1.3 Bağıl nem ve psikrometri

Pratik mühendislik hesaplamalarında, bağıl nem, özgül nem, mutlak nem, çığ noktası sıcaklığı vb. değerlerin elle hesaplanmasından ziyade psikrometrik analizler sonucu belirli parametreler aralığında hazırlanmış olan bir diyagram üzerinden okunması ve karşılaştırılması, iklimlendirme ve nemalma problemleri çözümlerinde kolaylık sağlamaktadır.

Bir atmosfer basıncındaki nemli havanın özelliklerinin bilinen iki bağımsız özellik tarafından belirlenebildiği, hesaplamalar sonucu oluşturulmuş, diyagramlara psikrometrik diyagramlar adı verilir. Bir atmosfer basıncı altındaki nemli hava için oluşturulmuş örnek bir psikrometrik diyagram şekil 1.1’de gösterilmektedir. Diyagramda yatay eksen kuru termometreyi, dikey eksen ise bağıl nem’i göstermektedir.

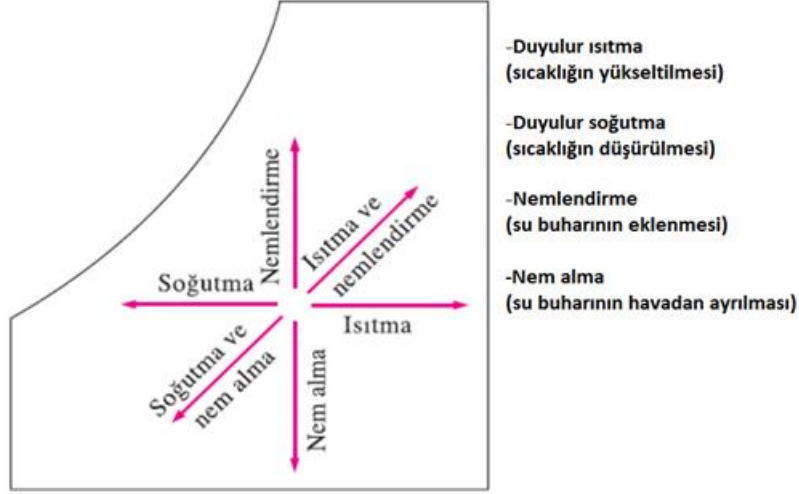


Şekil 1.1 : Deniz seviyesinde normal sıcaklık psikrometrik diyagramı.

Bunlara ilaveten, günümüz şartlarında psikrometrik diyagramdan el ile ölçüm sonucu veri elde edilmesi ve iklimlendirme prosesi tasarlanması oldukça eski bir uygulama olmaktadır. Günümüzde, paralaks hatası ve benzeri göz yanılması çeşitlerinden kaynaklanan, okuma hatalarını minimize etmemize yarayan pek çok yazılım psikrometrik analiz için tercih edilmektedir.

Nemli havanın, sabit basıncı altında soğutulduğunda yoğunlaşmanın başladığı sıcaklığa havanın çığ noktası sıcaklığı,  $T_{CN}$ , denilmektedir. Başka bir ifadeyle, çığ noktası sıcaklığı suyun mevcut buhar basıncındaki doyma sıcaklığı olarak da tanımlanabilir. Psikrometrik diyagramın soldaki sınırında doyma eğrisi vardır. Bu eğri üzerinde nemli hava

su buharına doymuş haldedir ve %100 bağıl nem eğrisi olarak da ifade edilebilir. İklimlendirme proseslerini gösteren eğriler şekil 1.2’de yer alan şematik psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmektedir.



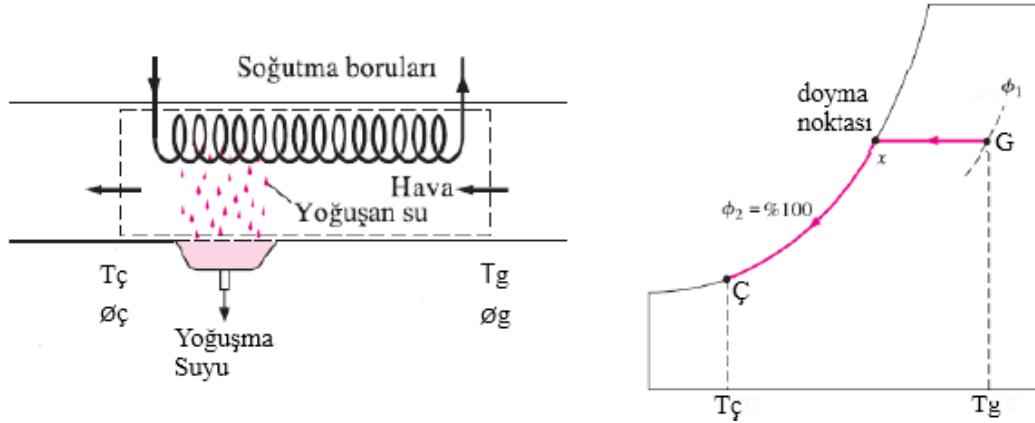
Şekil 1.2 : Psikrometrik diyagram üzerinde iklimlendirme işlemleri.

#### 1.1.4 Nemli havanın soğutulması

Nemli havanın soğutulması işlemi iki aşamada gerçekleşir. Bu aşamalar duyulur soğutma ve soğutma-nem alma işlemi olarak adlandırılır. Duyulur soğutma işleminde nemli havanın kuru termometre sıcaklığı düşürülürken özgül nem sabit kalır ve herhangi bir yoğuşma görülmez. Bu duyulur soğutma esnasında, nemli havanın kuru termometre sıcaklığı düşürülürken bağıl nemi artar ve dolayısıyla nemli havanın içerisinde barındırabileceği su buharı miktarı da azalma yönünde hareket eder. Nemli hava soğutulmaya devam edilerek %100 bağıl nem eğrisine kadar bu işlem sürdürülürse, nemli hava, içerisindeki su buharını taşıma kapasitesinin sınırına gelir. Bir başka ifade ile nem alma işleminin sürdürülebilmesi için havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekmektedir. Doymuş haldeki nemli hava bağıl nem değeri “1” olmak suretiyle soğutulmaya devam edildiğinde içerisindeki su buharı kütlelerinin kuru hava kütlelerine oranını korumak durumunda olduğundan su buharını yoğunlaştırarak kütle dengesini korur. Şekil 1.3’te psikrometrik diyagram üzerinde ve bir kontrol hacminde nem alma işlemi şematik olarak gösterilmiştir. Nem alma prosesini buharlaştırıcı cihazı üzerinden anlatmak gerekirse, şekil 1.3’te “G” ile ifade edilen nokta ısı değiştirici (buharlaştırıcı) hava tarafı girişini temsil etmektedir. Buharlaştırıcı cihazı üzerine gönderilen sıcak hava ile buharlaştırıcı üzerinde ısı ve kütle geçişi gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıya giren nemli hava düşük sıcaklıktaki kanat ve boru ile



temas eder ve böylelikle soğutma işlemi gerçekleşir. Psikrometrik diyagramda görüldüğü üzere havanın soğumasıyla beraber bağıl nemi artar.



**Şekil 1.3 :** Duyurlur soğutma ve soğutma-nemalma prosesi.

Buhar- laştırıcıya giren nemli hava, %100 bağıl nem'e sahip olana kadar özgül nemi sabit şekilde soğumaya devam eder ve nemli hava soğumaya devam eder. %100 bağıl nem eğrisine ulaşan nemli hava, sabit bağıl nem değerinde (%100) soğumaya devam ederken içerisinde daha fazla su buharı taşıyamayacağı için bu su buharı miktarı faz değiştirip sıvı su halini alır. Yine şekil 1.3'te gösterildiği üzere "Ç" noktası buharlaştırıcı çıkışı temsil etmektedir. Nemli hava, çıkış "Ç" noktasında, yani buharlaştırıcı cihazın çıkışında, giriş ve çıkış noktası arasındaki özgül nem farkı kadar nem kaybetmiş ve bunu müteakiben enerjisini kaybetmiş, soğumuş olarak bulunur. Şekil 1.3'te şematik olarak gösterilen nemalma sistemlerine kütle ve enerjinin korunum yasaları uygulanırsa, kütle korunumu gereği,

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

kontrol hacmine giren toplam debi, kontrol hacminden çıkan debiye eşit olmaktadır. Kuru hava kütle korunumu için eşitlik 1.11 tekrar yazılırsa,

$$\dot{m}_{kh} = \dot{m}_{kh_1} = \dot{m}_{kh_2} \quad (1.12)$$

kontrol hacmine giren ve çıkan kuru hava kütlelerinin debileri eşit olmaktadır. Birim zamanda oluşan su kütle korunumu ise,

$$\dot{m}_{kh_1} \omega_1 = \dot{m}_{kh_2} \omega_2 + \dot{m}_{su} \quad (1.13)$$

olarak yazılabilmektedir. Eşitlik 1.13'te bulunan, birim zamanda nemli havadan yoğuş turulan su miktarı,

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

ifadesi ile bulunmaktadır. Özetle, soğutma prosesinin girişindeki ve çıkışındaki özgül nem farkı yoğuşan su kütleini vermektedir. Kütleinin korunumuna ilave olarak enerjinin korunumunu da ifade etmek gerekmektedir, bu bağlamda aşağıdaki eşitlik yazılabilir,

$$Q - W = \sum \dot{m}_\xi h_\xi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (1.15)$$

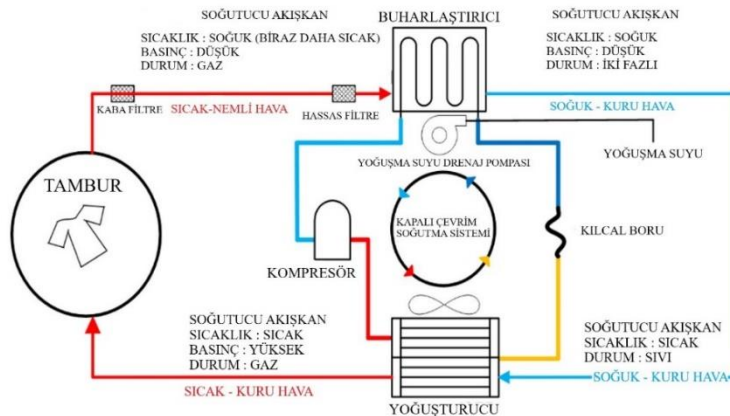
Yapılan herhangi bir iş olmadığı için,  $W = 0$  olacaktır. Eşitlik 1.15'i yeniden düzenler isek;

$$Q = \dot{m}_{kh_2} h_2 - \dot{m}_{kh_1} h_1 + \dot{m}_{su} h_{su} \quad (1.16)$$



Şekil 1.4 : Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi (Panasonic).

Şekil 1.4'te gösterilen çamaşır kurutma makinesinde soğutma-nemalma işlemi buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Şekil 1.5'te ise sistem bileşenleri gösterilmektedir. Soğutma-Nemalma prosesi için ısı pompası kullanımı özellikle çamaşır kurutma makinelerinde tercih edilen bir uygulamadır. Bu uygulamanın detay proses şeması ve sistemin özünde yer alan buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi şekil 1.5'te gösterilmektedir.

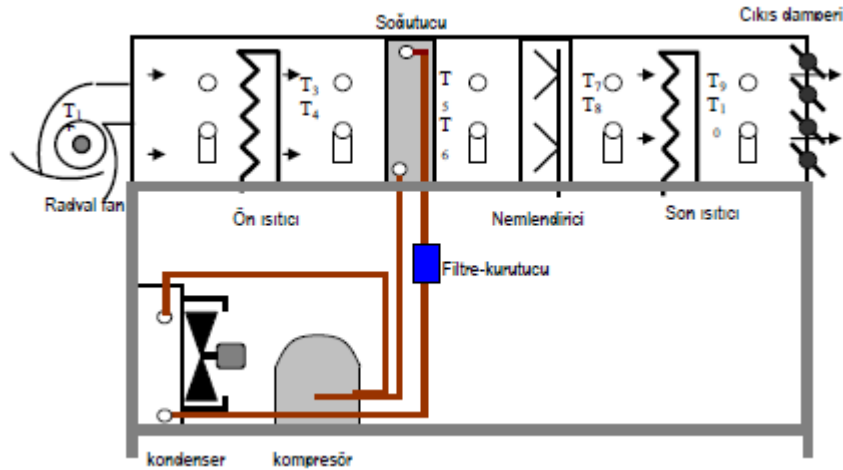


Şekil 1.5 : Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi proses şeması.

Şekil 1.5'te görüldüğü üzere sistemin genel prensibi, bir mekanik soğutma çevrimi ile kurutma makinesinin tamburuna üflenlen proses havasının basit bir iklimlendirme prensibiyle neminin alınmasından ibarettir. Burada mekanik soğutma çevrimini birincil çevrim, proses havasını ise ikincil çevrim olarak adlandırsak. İkincil çevrimde kurutma makinesi tamburuna sıcak ve bağıl nemi düşük hava gönderilir, ıslak-nemli çamaşır üzerinden geçen sıcak ve düşük bağıl nem'e sahip havaya çamaşır üzerinden su buharı geçişi olur ve nemli hava tamburdan bağıl nem değeri artmış olarak çıkar. Tamburdan çıkan hava çamaşırlardan gelebilecek olan lif ve benzeri tekstil artıklarından arındırılmak amacıyla kaba ön filtre ve peşisıra hassas filtreden geçirilerek buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıya giren yüksek bağıl nem'deki hava buharlaştırıcıda soğutulur ve giren havanın çığ noktası sıcaklığının altına düştüğü anda yoğuşma başlar. Buharlaştırıcı çıkışında artık sıcak havanın taşıdığı nem miktarı azaltılmış, soğuk ve yüksek bağıl nemli olarak yoğuşturucuya ulaşmıştır. Bu şartlardaki hava yoğuşturucuda duyulur ısıtmaya tabii tutularak bağıl nemi düşük sıcak hava halini alır ve tambur'a girip çamaşırların nemini alacak şartlara ulaşmış olmaktadır.

Şekil 1.6'da, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimini birincil çevrim olarak kullanan iklimlendirme ünitesinin prensip şeması gösterilmektedir.

Şekil 1.7'de, yukarıda prensip şeması verilen tipik bir iklimlendirme santrali, şekil 1.8'de ise iç yapısı gösterilmektedir. Şekil 1.7 ve 1.8'de verilen görseller, "KLAS Isıtma Soğutma Klima Sanayi ve Ticaret A.Ş." tarafından üretilmiş olan cihazlardır.



**Şekil 1.6 :** Mekanik soğutma çevrimli iklimlendirme ünitesi prensip şeması.

Buraya kadar bahsedilen sistemlerde, buharlaştırıcı ve soğutucu olarak tanımlanan sistem bileşenlerin hepsi farklı konfigürasyon ve yapılara sahip olabilen ısı değiştirici cihazlarını ifade etmektedir. Soğutma ve nemalma tümleşik bir proses olduğu için

buharlaştırıcı ve soğutucu temelde aynı anlama gelmektedir.



Şekil 1.7 : Paket tip nemalma santrali.



Şekil 1.8 : Paket tip nemalma santrali iç görünüşü.

Tanınm farklılıkları ikincil akışla ısı transferi yapan birincil akışın, soğutma sisteminin, türüne göre değişmektedir. Isı değiştirici, ikincil akışkan (nemli hava) ile ısı transferini faz değiştiren akışkan (soğutucu akışkan) vasıtası ile gerçekleştiriyorsa bu cihaza buharlaştırıcı denilmektedir. Buharlaştırıcı, düşük sıcaklıktaki birincil akışkan ile yüksek sıcaklıktaki ikincil akışkanı soğutma işlemini gerçekleştirirken birincil akışkanın faz değişimine uğradığı ısı değiştiricisidir. Eğer akışkanlar arası ısı transferi birincil akışkanın faz değiştirebilir akışkan olmadığı bir sistemde gerçekleşiyorsa aynı cihaza soğutucu batarya denilmektedir.

## 1.2 Heterojen Yoğuşma

Saf veya çok bileşenli doymuş buharın, aynı şartlardaki buharın çiy noktası sıcaklığındaki bir yüzey, bir nesne veya bir kirletici madde ile temasında katı-gaz arayüzünde sıvı oluşması olayına heterojen yoğuşma denilebilir. Heterojen yoğuşma, yoğuşan sıvı damlacıklarının arayüzeyde, yani belirli bir bölgede oluşması şeklinde gerçekleşen yoğuşma prosesine denilir. Bu tanımdan yola çıkarak, bir yüzey üzerindeki sürekli sıvı

yoğuşmasına (film yoğuşmasına) ve süreksiz yoğuşma oluşumuna (damlacıklı yoğuşma) heterojen yoğuşma denilebilmektedir. Şekil 1.9'da heterojen yoğuşma ve modlarına örnek gösterilmektedir (Faghri ve Zhang, Transport Phenomena in Multiphase Systems).

### 1.3 Film Yoğuşması

Su buharının yüzeylerde yoğuşması, kaynama olayı gibi kimyasal proses endüstrilerinde önemli bir olgudur. Yoğuşma olayında faz değişiminin gazdan sıvıya doğru gerçekleştiği açıktır. Yoğuşabilir bir buhara maruz kalan dikey bir düz plakada, plakanın sıcaklığı buharın doyma sıcaklığının altındaysa, yüzeyde yoğuşma oluşacak ve yerçekimi nedeniyle yüzeyde yoğuşan sıvı kütlesi plaktan aşağıya doğru akacaktır. Bununla beraber eğer buhar içerisinde yoğuşmayan gazlar mevcutsa, buharın yoğuşma hızı önemli ölçüde azalmaktadır.

Yoğuşan sıvı yüzeyi ıslattığında pürüzsüz bir film oluşur ve bu oluşuma film tipi yoğuşma denilmektedir. Sıvı filmde bir sıcaklık gradyanı mevcuttur ve bu film, ısı transferi mekanizmasında ısıl direnci temsil etmektedir. Bu gerçeklik, film yoğuşması esnasındaki ısı transferi katsayısının diğer yoğuşma oluşum mekanizmalarına göre oldukça küçük olması sonucunu doğurur. Gizli ısı, sıvı filminin oluştuğu duvardan, duvarın diğer tarafındaki soğutma sıvısına aktarılır ve bu ise soğutucu akışkanda sıcaklığın yükselmesi sonucunu doğurur.

Film yoğuşması geneli itibarıyla pürüzsüz ve düz, temiz yüzeylerde görülür. Bu duruma örnek ise kanatlı-borulu buharlaştırıcı cihazlarının kanat ve boru yüzeylerinde görülebilmektedir. Kanatlı-borulu buharlaştırıcı cihazlarının çok çeşitli kullanım alanları vardır. Geniş bir bakış açısıyla, bütün soğutma ve nemalma sistemleri kanatlı-borulu buharlaştırıcıların kullanım alanını olarak örneklenebilir. Şekil 1.4'te ısı pompalı bir çamaşır kurutma makinesinde buharlaştırıcı kullanımı gösterilmektedir.

Film yoğuşması olayı, yukarıda kısaca tanıtılan buharlaştırıcı-soğutucu cihazın hava tarafında gerçekleşmektedir. Bu çalışmada, seçilen bir kanatlı-borulu buharlaştırıcıda nemalma prosesi ile ilgilenilmiştir.

Film yoğuşması, kanatlı-borulu tip buharlaştırıcı kullanılan, atmosferik havaya açık bütün soğutma ve nemalma sistemlerinde sıklıkla karşılaşılan yoğuşma mekanizması olmaktadır. Film yoğuşması, belirli bir katı yüzey ve film tabakası-gaz arayüzünde

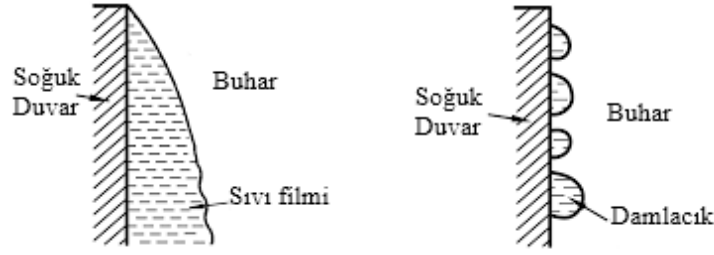
gerçekleştiği için heterojen yoğuşma sınıfına dahil edilebilmektedir. Şekil 1.9'daki ilk görsel, film yoğuşmasını ifade etmektedir (Faghri ve Zhang, Transport Phenomena in Multiphase Systems).

#### **1.4 Damlacıklı Yoğuşma**

Damlacıklı yoğuşmada ise; yoğuşan su buharı yüzeyi tamamıyla ıslatmazsa, soğuk yüzeyde rastgele bir şekilde damlacık oluşumu gözlenir. Bu işleme damlacıklı yoğuşma denilmektedir. Makul bir süre zarfında yüzeyin bir kısmı her zaman yoğuşma damlalarından arınmış olacaktır. Bu durum, soğuk yüzeyin tamamen ıslanmaması veya film şeklini alamaması durumu, pürüzlü, çatlaklı ve benzeri görece düzgün olmayan ve dolayısıyla sıvı filmi oluşmasına imkan vermeyen yüzeylerden ileri gelmektedir. Bu gibi durumlarda, soğuk yüzey üzerinde yerel ve ayrık olarak çok küçük boyutlardan başlayarak, damlacık olarak gözle rahatlıkla görülen boyutlara kadar yoğuşma sıvısı tanecikleri oluşur.

Yukarıdaki belirtilenlerin yardımıyla film yoğuşmasının, damlacıklı yoğuşmaya kıyasla yoğuşma olayı esnasında önemli miktarda yüksek ısı direnç sunduğunu kolaylıkla söyleyebiliriz. Damlacıklı yoğuşmada yüzey tamamen sıvı ile kaplanmaz ve yoğuşma için buhara maruz kalır. Bu nedenle, ısı transfer katsayısı, damlacıklı yoğuşma için daha yüksek olacaktır ve bundan dolayı uygulamada damlacıklı yoğuşma, film yoğuşma yerine tercih edilmektedir. Bununla birlikte, damlacıklı yoğuşmanın pratikte elde edilmesi kolay değildir. Damlacıklı yoğuşmayı müsait kılabilen bir fiziksel ortama ulaşabilmek amacıyla, yoğuşma beklenen yüzeye damlacıklı yoğuşma fiziğini kazandıracak kaplama yapmak zorunda veya yüzeyden ayrı olarak buhara bazı katkı maddeleri eklemek durumunda kalınabilmektedir. Pratik olarak, damlacıklı yoğuşma için bu sözü edilen teknikler damla oluşumunu sağlasa da damlacıkların sürekliliğini sağlamak kolay olmamaktadır. Bu nedenlerden dolayı, birçok durumda yoğuşma modellenmesi yapılır ve çözüm aranırken, yoğuşma olayının film yoğuşması şeklinde gerçekleştiğini varsaymaktayız. Film yoğuşması yaklaşımı, yüzeyde sürekli sıvı filmi kalması, ölçülmesi ve nispeten kolay analizi nedeniyle kullanılmaktadır.

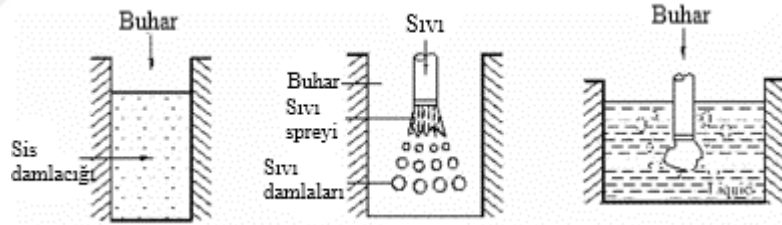
Damlacıklı yoğuşma, film yoğuşması gibi yine belirli bir bölge ve yüzey üzerinde veya bir arayüzeyde gerçekleşmesi sebebiyle heterojen yoğuşma tanımına dahil edilebilmektedir (Faghri ve Zhang, Transport Phenomena in Multiphase Systems).



**Şekil 1.9 :** Heterojen yoğuşma - film ve damlacık yoğuşması.

### 1.5 Homojen Yoğuşma

Çok fazlı akış içerisinde anlık ve rastgele olarak sıvı damlacıklarının oluşmaya başladığı, hacme yayılı olarak gerçekleşen yoğuşma olayına homojen yoğuşma denilmektedir. Homojen yoğuşma olayının gerçekleşmesindeki mekanizma doğrudan temas yoğuşması olarak ele alınabilir. Buradaki anahtar özellik, yoğuşmanın bütün bir gaz fazı içinde oluşması olmaktadır. Homojen yoğuşma olayına dair örnekler şekil 1.10'da gösterilmektedir; soldaki ilk görsel sis oluşumunu, kalan iki görsel de doğru dan temas yoluyla meydana gelen yoğuşmayı örneklemektedir (Faghri ve Zhang, Transport Phenomena in Multiphase Systems).



**Şekil 1.10 :** Homojen yoğuşma: sis oluşumu ve doğrudan temas yoğuşması.

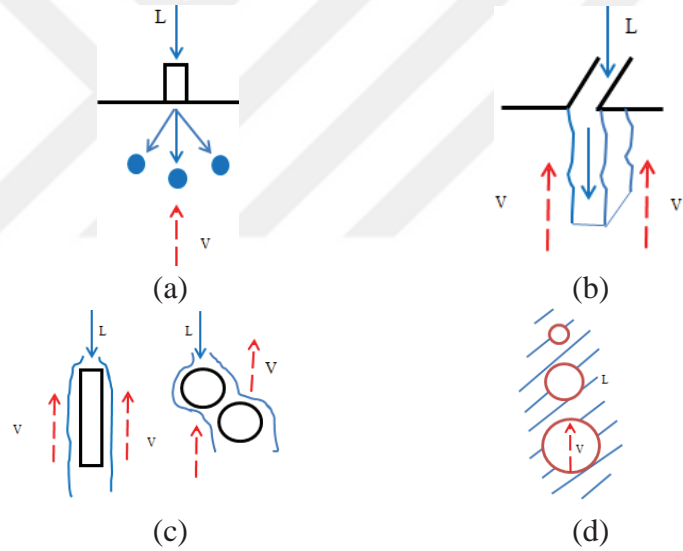
Homojen yoğuşma, şekil 1.10'da ilk görselde görüldüğü gibi buhar içerisindeki partiküllerin etrafında veya sistemde var olan genişleme-daralma nedeniyle akış ve basınç alanındaki değişimler dolayısıyla kitlesel akışın içerisinde aniden hacme yayılı bir şekilde damlacıklar oluşması suretiyle de gerçekleşebilmektedir. Homojen yoğuşmaya diğer örnek ise yine şekil 1.10'da gösterilen, son iki görselde meydana gelen doğrudan temas yoğuşmasıdır. Burada doymuş buhar aynı buharın doyma sıcaklığının altındaki bir sıvı ile direkt olarak temas ettirilerek yoğuşmayı olayı gerçekleştirilir.

### 1.6 Doğrudan temashlı yoğuşma

Doğrudan temashlı yoğuşma olayı su soğutmalı nemalma sistemine sahip kurutma makinelerinde ve iklimlendirme alanında da sıklıkla kullanılan soğutma kulelerinde görü-

lür. Sistem, nemli havanın ve/veya su buharının soğuk sıvı ile doğrudan teması sonucu soğutulması ve neminin alınması esasına dayanır. Yoğuşma mekanizmaları için farklı tasnifler ve sınıflamalar mevcuttur. Tez çalışmasında doğrudan temaslı yoğuşma, homojen yoğuşma sınıfında olarak değerlendirilmiş olsa dahi, bu yoğuşma mekanizması kendi içerisinde alt mekanizmalara da ayrılarak heterojen yoğuşma sınıfında da değerlendirilebilir. Burada sınıflandırma yapılırken esas kabulümüz, yoğuşmanın hacme yayılı olarak gerçekleşip gerçekleşmediğidir. Doğrudan temaslı yoğuşma için literatürde verilen alt sınıfları damlacık tipi, jet tipi, film tipi ve baloncuk tipi olarak tanımlayabiliriz (Apriyanti ve diğ. 1984 sf. 1-2). Şekil 1.11’de doğrudan temaslı yoğuşma modları gösterilmektedir (Apriyanti ve diğ. 1984 sf. 3).

Çamaşır kurutma makinelerinde de uygulama alanı bulunan doğrudan temaslı yoğuşma mekanizmasını anlatmak istersek; şekil 1.4 ve 1.5’te gösterilen sistemdeki buharlaştırıcı tipi kanatlı-borulu olarak değil, düz kanal tipi olarak seçilir.



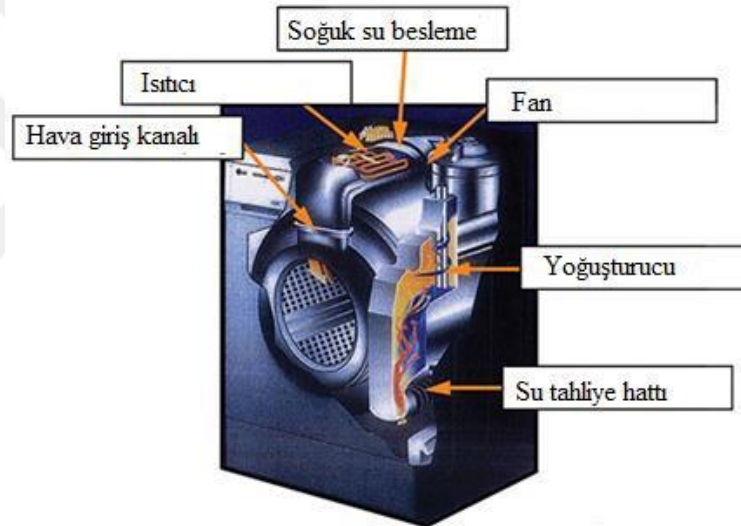
**Şekil 1.11** : DTY; (a) düşme tipi, (b) film tipi, (c) jet tipi ve (d) baloncuk tipi

Bu kanal içerisine, ıslak çamaşırların nemini almış olarak giren nemli hava yine kanal içerisine püskürtülen çığ noktası sıcaklığı altındaki sıvı su ile temas etmek suretiyle soğuyarak taşıdığı nemi bırakarak kurutulmuş olur. Sistemde nemalma proses havası cebri olarak taşınır ve nemi alınarak soğutulmuş proses havası yüksek bağıl neme sahip olduğu için bir ısıtıcıdan geçirilip hem sıcaklığı hem de nemalma kapasitesi artırılıp tekrar çamaşır kurutma makinesinin kazanına gönderilir. Doğrudan temaslı yoğuşma olayını gerçekleştirirken; nemli hava ile temas ettirilmesi istenen çığ noktası sıcaklığının altındaki su, homojen ve verimli bir yoğuşma eldesi için zerleştirilerek yoğuşma kanalına püskürtülebilir. Anlatılan bu sistem, doğrudan temaslı yoğuşma sistemi ola-

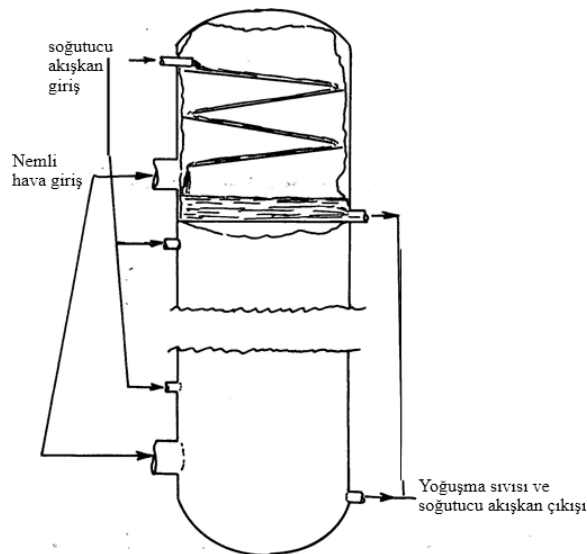


rak adlandırılır ve mekanik soğutma çevrimi içermeyebilir. Bununla beraber, herhangi bir nemalma sisteminde, teorik olarak, nemalma performansını yükseltmek amacıyla kullanılabilir. Çalışmada incelenen buharlaştırıcı üzerindeki etken yoğuşma modları; film yoğuşma- sı, damlacık yoğuşması (heterojen yoğuşma) ve homojen yoğuşma olup her biri ayrı ayrı veya bir arada gerçekleşerek yoğuşma olayına katkıda bulunabilirler. Şekil 1.12’de doğrudan temaslı nemalmalı çamaşır kurutma makinesi görülmektedir (İpek, 2015). Bu çamaşır kurutma makinesi tasarımında, yoğuşma kanalında nemli hava su ile direkt temas halindedir.

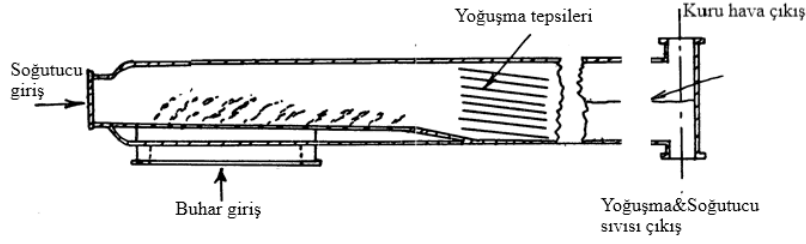
Doğrudan temaslı yoğuşma sistemi ile çalışan yoğuşurucu cihaz tipleri ise şekil 1.13’te film tipi, şekil 1.14’te baloncuk tipi ve şekil 1.15’te jet tipi olarak gösterilmektedir (Jacobs ve Fannar, 1977).



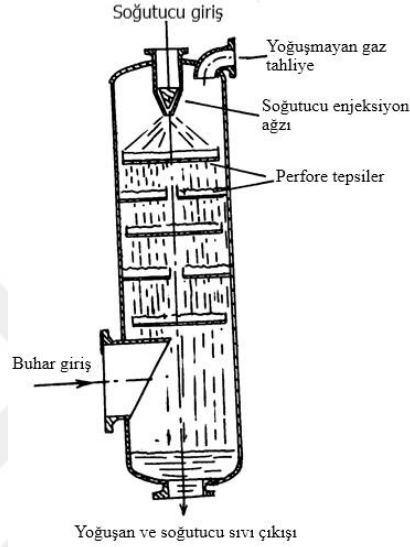
**Şekil 1.12 :** DTY sistemi kullanan bir çamaşır kurutma makinesi.



**Şekil 1.13 :** Film tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser.



Şekil 1.14 : Baloncuk tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser.



Şekil 1.15 : Jet tipi DTY sistemi kullanan bir kondenser.

## 1.7 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında; endüstride iklimlendirme, kimyasal proses ve evsel uygulamalar dahil, soğutma, nemalma süreçlerinin bulunduğu hemen her alanda kullanılmakta olan dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricisi üzerindeki yoğuşma/nem alma, analitik ve sayısal olarak modellenecektir. Çalışmanın analitik kısmında buharlaştırıcı cihazı gerçek geometrisinde modellenecek, hem endüstri hem de literatürde genel kabul görmüş olan en güncel hava tarafı ile soğutucu akışkan tarafı ısı transferi ve basınç kaybı korelasyonları kullanılarak tasarlanacaktır. Dalgalı kanatlı-borulu ısı değiştiricisi için hem hava hem de soğutucu akışkan tarafının ısıl ve hidrodinamik parametreleri belirlenirken farklı korelasyon kombinasyonları kullanılacak ve sonuçları ortaya konulup, tartışılacaktır. Çalışmanın ikinci aşamasında ise buharlaştırıcı üzerinde yoğuşmanın HAD yöntemi ile sayısal modellenmesi için kuru hava, su buharı ve su olmak üzere üç faz tanımlanmıştır. Sayısal modelde hesaplama yükünün azaltılması amacıyla gerçek geometrinin sadece belirlenen bir kısmı kullanılacaktır. Gerçek model

a 81 adet dalgalı tip kanat muhteva etmektedir. Sayısal modelde basitleştirme amacıyla sadece iki kanat arası modellenmiştir. Bu modelden çözüm olarak elde edilen yoğuşma değerleri, gerçek geometri için sonuç vermesi açısından, 80 adet kanat aralığı ile çarpılarak buharlaştırıcıda elde edilen yoğuşma miktarı bulunmuştur. Sayısal modelde dalgalı şekile sahip kanat yüzeyinin düz olduğu kabul edilmiştir. Sayısal hesaplamaların daha da kolaylaştırılması amacıyla, iki kanat arası olarak alınan akış hacmi tam ortasından ikiye bölünerek bir tarafı duvar, diğer tarafı simetri sınır şartı olarak alınmıştır. Analizler, iki ayrı ısı sınır şart ile ayrı ayrı tekrarlanmıştır. Bunlar; kanat yüzeyinin adyabatik ve sabit bir sıcaklıkta olması durumu olmaktadır. Boru ve kanat yüzeyi (duvarlar) için sabit sıcaklık ısı sınır şartları için alınan değerler, analitik çözümden elde edilen veriler ve buharlaştırıcı giriş şartlarının kombinasyonu olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı üzerindeki yoğuşmanın analizi, hem boru içindeki soğutucu akışkanın hem de boru üzerindeki nemli hava akışının faz ve ısı değişimlerinin zamana bağlı olması nedeniyle, sabit yüzey sıcaklık şartları soğutucu akışkanın buharlaştırıcı devresine giriş sıcaklığı ve giriş-çıkış sıcaklığının aritmetik ortalaması alınarak yapılmıştır. Hidrodinamik sınır şartları ise boru ve kanat yüzeylerinde kaymama sınır koşulu olarak alınmıştır. Tanımlanan bu ısı sınır şartları ile yoğuşmanın sağlanması amaçlanmıştır ve bu doğrultuda çözüme gidilmiştir. Kuru hava, su buharı ve su'dan oluşan üç fazlı akış probleminde, her bir faza ait korunum ve türbülans transport denklemleri, seçilen akış hacmi için çözüm ağı oluşturularak sayısal olarak çözümlenmiştir. Yoğuşma olayının gerçekleştiği akışlarda etkili olan fazlar arası yüzeyde gerçekleşen momentum ile enerji transferi dikkate alınmış ve modellerine yer verilmiştir. Bununla beraber, sayısal modellemede kullanılan Ansys Fluent paket programı içerisinde bulunan iki denklemlerli türbülans modellerinin yoğuşma sonuçlarına etkisi de incelenmiştir.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür taraması esnasında, buharlaştırıcıda nemli havanın yoğunlaşmasına etkisi olabilecek değişkenler araştırılmıştır. Sayısal analizlerde kullanılan sınır şartları, çok fazlı akış modelleme yaklaşımları ve türbülans modelleri gibi parametreler literatürde araştırılmıştır. Bu bağlamda, literatürden detaylı olarak incelenen çalışmalardan bir bölümü bu başlık altında derlenmiştir.

(Montazeri ve diğ. 2014), Lagrangian-Eulerian yaklaşımı ile buharlaşmalı soğutma konusunu incelemiştir. Çalışmada, su atomizör sistemi ile spreyleme uygulaması denenmiştir. Yapılan sayısal analiz çalışmaları deneysel çalışmalar ile desteklenmiştir. Deneysel çalışma rüzgar tüneli ölçümleri vasıtasıyla yürütülmüştür. Çalışma dahilinde üzerine eğilinen diğer parametreler de çok fazlı akış içerisinde sürekli fazın akışını modellemek için kullanılan türbülans modeli olmaktadır. Bununla beraber çok fazlı akışlarda önemli bir yeri olan sürüklenme katsayısı, model için uygun çözüm ağının eldesi, sprey su püskürtme açısı da çalışılmıştır. Çalışmanın bulguları olarak, Lagrangian-Eulerian yaklaşımı vasıtasıyla modellenmiş olan sayısal buharlaşma analizi, deney sonuçlarıyla gayet iyi bir uyumluluk göstermektedir. Bu uyumluluk, sayısal sonuçlarla deneysel sonuçların arasındaki yaklaşık %3'lük bir sapmaya denk gelmektedir. Termodinamik parametreler olarak karşılaştırma yapıldığında; kuru termometre sıcaklığı için yaklaşık %10, yaş termometre sıcaklığı için yaklaşık %5 ve özgül entalpi değerleri için rüzgar tüneli deney sonuçları ile yaklaşık %7'lik bir sapma söz konusu olmuştur.

Su püskürtme sistemi ile yapılan buharlaşmalı soğutma, endüstride sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Su püskürtme mekanizmasında atomizasyon başlıklarının kullanımı vasıtasıyla çok daha küçük su damlacıkları kullanıma sunulabilir. Su damlacıklarının küçülmesi ise su damlacıkları ile kuru havanın birbirine nüfuzunu daha etkin kılmakta ve buharlaşmalı soğutma prosesinde verim artışı anlamına gelmektedir. Sayısal modelleme çalışmasında kuru hava sürekli faz, su ise ayrık faz olarak çalışılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli, ANSYS Fluent ticari HAD çözücüsü kulla-

nımı ile kurulmuştur. Çözüm ağı elemanı tipi altıyüzlü (hexahedral) olarak seçilmiş ve çözüm ağı elemanı sayısı 1,018,725 olmuştur.

Nümerik analiz kısmında bütün ısı sınır şartlar sabit olarak modellenmiştir. Karışım içerisindeki su buharının kütle oranı deneylerden elde edilen veriler temel alınarak bulunmuştur. Bütün duvarlarda adyabatik sınır şartı seçilmiştir.

Çözüm elemanı sayısı ile sonuçlardaki değişimlerin %7 civarında değiştiği gözlenmiş olmakla beraber çözüm ağı yapısının sonuca etkisinin çok kısıtlı olduğu görülmüş ve 1,018,725 elemanlı çözüm ağı ile problem çözülmüştür.

Sayısal çalışmalar 3B akış hacminde ve zamana bağlı olarak yapılmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε modeli, k-ω modeli ve varyasyonları (gelişmiş halleri) ile Reynolds Stress Model (RSM) türbülans modelleri ile çalışılmıştır. Kullanılan farklı türbülans modellerinin sonuca belirgin bir etkisinin olmadığı sonucuna ulaşılmıştır.

Barák ve diğ. (2014), tarafından ortaya konulan çalışmada bir ısı değiştiricisi çok fazlı akış olarak modellenmiş, ısı değiştiricisinde nemli havanın yoğunlaşması incelenmiştir. Yoğuşma olayının sayısal olarak sınanması amacıyla basit bir kare kesitli kanalda yoğunlaşmalı akış modeli kurulmuştur. Çalışmada modelin çözümü için çeşitli ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımları incelenmiştir. Uygun modele karar verildikten sonra çözüme gidilmiş ve elde edilen veriler deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Yapılan çalışmada güdülen esas amaç ise herhangi bir kullanıcı tanımlı fonksiyonun (UDF) ticari HAD yazılımına entegre edilmeksizin yoğunlaşmanın yakalanması olmuştur.

Burada, yukarıda bahsi geçen kare kesitli kanal ölçüleri 50mm x 50mm x 1000mm olmaktadır. Bu model ticari yazılım ve kodların sınanması ve uygun modelin seçilmesi için çalıştırılmıştır. Çözüm ağı elemanı olarak geometrinin de basitliği nedeniyle dört-yüzlü çözüm elemanları kullanılmıştır.

Nemli hava yoğunlaştırıcıya 0.1 m/s hızda, düzgün bir dağılımla, 295.15 K sıcaklık ve 101.325 Pa basınç altında girmektedir. Duvarlara sabit sıcaklık verilmiştir. Bu sıcaklık, giren nemli havanın çiy noktası altında olan 274 K değeri olarak alınmıştır. Yoğuşturucuya giriş sıcaklığı ve çiy noktası sıcaklığı verildiğinden, giren nemli havanın bağıl nemi %51.6 değerine denk gelmektedir. Bu değerler, sayısal model için yoğunlaştırıcıya giriş sınır şartları olacaktır. İlk test edilen çok fazlı akış modeli Volume of Fluid (VoF) olmaktadır. Bu model bir den fazla birbirine karışmayan fazın bulunduğu çok fazlı akışların çözümü için geliştirilmiştir. VOF çok fazlı akış modeli ile yapılan çalışmada

kuru havanın hacimsel oranı değişmemiş ve bununla birlikte yoğuşma elde edilememiştir. Ele alınan bir diğer çok fazlı akış modeli olan Multiphase Mixture, VOF modelinden üç noktada farklılık barındırmaktadır. Multiphase Mixture modelinde karışımında mevcut bulunan iki ve daha fazla akışkan birbirlerine nüfuz edebilmektedirler, bununla beraber fazlar arası bağıl hız tanımlanabilmektedir. Ayrıca fazlar arasında momentum ve enerji geçişi olabilmektedir. Bu model kullanılarak yapılan analiz sonucunda kuru havanın hacimsel oranı değişim göstermiş olmakla beraber yine herhangi bir yoğuşma yakalanmamıştır. Test edilen üçüncü model ise Eulerian Multiphase modelidir. Eulerian çok fazlı modeli, tanımlanan diğer iki modelden sonra en fazla detay içereni olmakta ve karmaşık çok fazlı akış olaylarının modellenmesini mümkün kılmaktadır. Bu modelde her bir faz için entalpi hesabı yapılmasından dolayı faz değişim problemleri içeren çok fazlı akışların analizinde uygun bir model olarak görünmektedir. Bütün bu avantajlarına rağmen bu model ile çözüme başlanamamıştır. Ansys Fluent ticari HAD yazılımı içerisinde bulunan diğer bir model ise Wet-Steam (Islak-Buhar) modelidir. Bu model ise diğer modellerin aksine yoğunluk esaslı çözücü kullanmaktadır ve buhar baskın akışlar için geliştirilmiştir. Bu model problemin çözümü için test edilen modeller içerisinde en kullanılabilir olan model olarak görülse de bu modelde de çözüme başlanamamıştır.

Araştırılan çok fazlı akış modellerinden ANSYS CFX ticari çözücüsü içinde bulunan Wet-Steam modelinin kullanılmasına mecbur kalınmıştır. Akış iki fazlı olarak modellenmiş, kuru hava ve su buharı birbirinden ayrı fazlar olarak CFX'e tanıtılmıştır. ANSYS CFX ve ANSYS Fluent aynı zamanda duvar-yoğuşması modelini içermektedirler.

Yapılan analitik ve sayısal çalışmalarda yoğuşma miktarında yaklaşık % 3,43 değerinde bir sapma görülmüştür.

Gerçekleştirilen test çalışmalarından sonra uygun bulunan nümerik model ve deneyler gerçek bir ısı değiştiricisi geometrisi üzerinde uygulanmıştır. Bu ısı değiştiricisi için yapılan deney çalışmaları Licon Heat Ltd. şirketinin laboratuvar ortamında sürdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar, sayısal yöntemlerle kurulmuş model ile elde edilen yoğuşma miktarının, deneysel sonuçlardan yaklaşık olarak üç kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Bu mertebedeki fark, uygulanan sabit sıcaklık sınır koşullarına ve modeldeki basitleştirmelere bağlanabilir. Faca' o ve diğ. (2008), tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada endirekt soğutmalı bir soğutma kulesinde ısı ve kütle transferi, hesapla-

malı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile çalışılmıştır. Hedeflenen amaç, dolaylı yoldan soğutma sistemine haiz soğutma kulele- rinde ısı ve kütle geçişi mekanizmasının HAD kodu kullanılarak araştırılmasıdır. Bun-dan dolayı kütle ve ısı geçişi arasında analogi yapılmıştır. Hazırda mevcut olan kütle ve ısı geçişi korelasyonları HAD çözümlerinden ulaşılan korelasyonlar ile kıyaslan mıştır. Sayısal analizde, akış için sadece k-ε türbülans modeli çalıştırılmıştır.

Kütle ve ısı geçiş katsayıları elde edildikten sonra, yoğuşma miktarı kütle ve ısı geçişi arasındaki benzeşimden yararlanılarak bulunabilir.

Sonuç olarak, nümerik analiz ve deneysel olarak bulunan Sherwood sayıları %4 ile %32 arasında hata barındırmaktadır. Elde edilen bu hata, çok fazlı akışların nümerik modellenmesi çalışmalarında kabul edilebilir bir değer olmaktadır.

İpek (2015), tarafından yapılan bir çalışmada, ticari bir hava soğutmalı çamaşır kurutma makinasının yoğuşturucu kanalı sayısal olarak modellenmiş ve Arçelik A.Ş. firmasının laboratuvarlarında test edilerek deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bununla beraber, yoğuşturucu kanalına giren nemli hava hızının yoğuşma debisine etkisi incelenmiştir. Ayrıca, yoğuşturucu kanalın duvar et kalınlığı ve farklı k-ε modellerinin yoğuşma miktarı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Deneysel çalışmada kararlı rejimdeki yoğuşma miktarı baz alınıp bu esnada yoğuşma miktarı 0.5 gr/s olarak bulunmuştur. Sayısal çalışma ise Ansys Fluent ticari HAD yazılımının 14.5 sürümü kullanılarak yapılmıştır. Nümerik analizde Eulerian çok fazlı akış modeli ve yazılımda gömülü olarak bulunan buharlaşma-yoğuşma kütle geçişi modeli kullanılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal modelde sınır şartları aynı alınıp, bir adet yoğuşmayan gaz, bir adet su buharı ve su bulunan üç fazlı model kurulmuştur. Çalışmada yalnızca birincil fazdan kütle ve enerji geçişi olduğu sonucuyla su buharı birincil faz olarak, ikincil fazın birincisi oluşması beklenen su ve ikincisi de kuru hava olarak seçilmiştir. Duvar sınır şartları ise deneysel veriler yardımıyla tanımlanan taşınım sınır şartı olmaktadır. Nümerik problem basınç esaslı çözüm algoritması ve birinci dereceden ayırıklaştırma metodu ile çözülmüştür.

Bununla beraber çalışmada hem su buharı hem de kuru hava fazı için sıcaklığa bağlı yoğunluk fonksiyonu tanımlanarak sonuca gidilmiştir.

Elde edilen analiz sonuçlarında, kullanılan türbülans modellerinin çözüme belirgin bir etkisinin olmadığı görülmüş ve sayısal analiz sonucunda 0.451 gr/s yoğuşma debisi hesaplanmıştır. Bu debi, giriş ve çıkıştaki su buharı ve yoğunluk farklarından yola çıkı-



arak özgül nem hesaplanması vasıtasıyla hesaplanabilmiştir. Nümerik ve deneysel çalışmalar sonucunda %9.1 değerinde bir sapma görülmüştür.



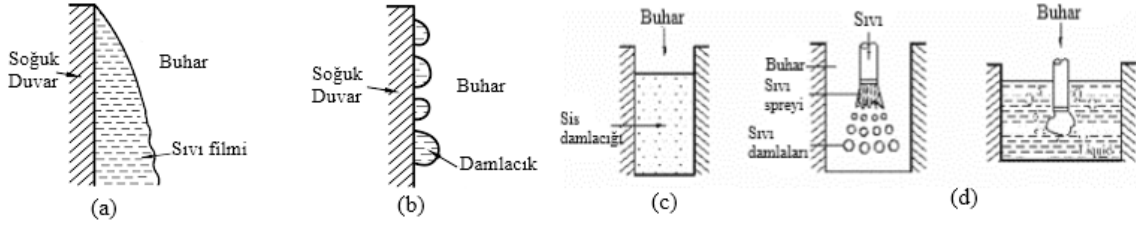


### 3. YOĞUŞMANIN FİZİKSEL TANIMI

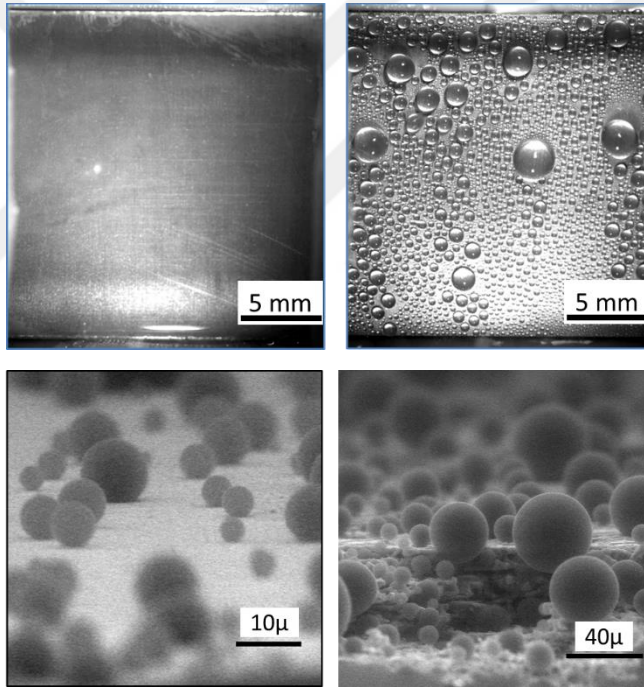
Herhangi bir buharın sıcaklığı aynı şartlar altında doyma sıcaklığının altına düşerse, o buhar, gaz fazından sıvı fazına geçer ve yoğuşma olayı gerçekleşmiş olur. Mühendislik sistemlerinde kullanılan endüstriyel cihazlarda, bu işlem, çoğunlukla gaz fazındaki akışkanın (buhar), soğuk bir katı ile temasından kaynaklanır. Gaz fazındaki madde sıvı faza geçiş yaparken gizli ısını bırakır, bu husus akışkanın var olan enerjisini kaybedip bağlararası kuvvetinin artmasına karşılık gelmektedir ve açığa çıkan ısı temasta olduğu katı yüzeye geçerek sıvı forma dönüşür. Gaz-katı etkileşimi sonucu meydana gelen yoğuşmanın dışında yine çok rastlanan başka yoğuşma çeşitleri de vardır. Bunlar; buharın, gaz fazı içerisinde asılı damlacıklar halinde yoğuşarak, sisli bir ortam oluşturduğu homojen yoğuşma ve gaz fazındaki maddenin soğuk bir sıvı ile doğrudan temas ettirilmesiyle meydana gelen doğrudan temaslı yoğuşmadır.

Şekil 3.1’de gösterildiği üzere bir katı yüzey üzerindeki yoğuşma olayı fiziksel olarak katı yüzey özelliklerine bağlıdır ve bu özellikler dolayısıyla iki şekilde meydana gelebilir (Jacobs ve Fannar, 1977). Matematiksel olarak incelenmesi, ölçülmesi daha kolay olan film yoğuşması olayı görece daha yaygın olmakla beraber yoğuşma hesaplamalarında en kolay yol olmasından dolayı film yoğuşmasının gerçekleştiği bir varsayım olarak alınır. Film yoğuşması olayında tüm yoğuşma yüzeyinin bir sıvı filmi ile kaplı olduğu, yer çekimi etkisi altında bu sıvı filminin yüzeyden sürekli olarak aktığı kabulü yapılmaktadır. Film yoğuşmasının sürekli olarak akması kabulü neticesinde film kaplı yüzeyin pürüzsüz, oyuksuz ve çok temiz olması gerekliliği bulunmaktadır. Fakat katı yüzeyde oluşan yüzey filminin katı yüzey üzerinde ısı geçişine direnç meydana getirmesinden dolayı yoğuşma performansı açısından arzu edilen bir durum olmamaktadır. Bir soğuk katı yüzey üzerine düzgün ıslanmayı engelleyen bir madde kaplanması veya buharlaşabilen gaz içerisine ıslanmayan bir madde zerk edilmesi vasıtasıyla yüzeydeki ıslanmayı geciktirici, engelleyici davranış elde edilebilir. Bu şekilde bir müdahale ile film yoğuşması beklenen temiz, pürüzsüz ve düz yüzeylerde de damlacık yoğuşmasını elde etmek mümkündür. Bununla beraber damlacık oluşumunun düzgün olmayan yüzey üzerindeki çatlaklar, çukurlar ve oyuklar içinde oluşması

ile birlikte yoğuşma süresi boyunca büyümesi, çok çeşitli boyutlarda damlacıklar oluşabilmesi ve birbirleri ile birleşebilmesi beklenmektedir. Genel bir ifadeyle, söz konusu yüzeyin çok büyük bir bölümü çapı mikrometre mertebesinde başlayan damlacıklardan, gözle görülebilir damlalara kadar değişen boyutlarda damlacıklar ile kaplıdır. Film yoğuşmasında da olduğu gibi yer çekiminin etkisiyle damlacıklar burada da yüzeyden aşağıya doğru akma eğilimi gösterirler.



**Şekil 3.1 :** Yoğuşma mekanizmaları, (a) Yüzey üzerinde FY, (b) Yüzey üzerinde DY, (c) Hacme yayılı partikül etrafında yoğuşma, (d) DTY.



**Şekil 3.2 :** Düşey yüzey üzerinde film ve damlacıklı yoğuşma ile görüntüleri.

Şekil 3.2’de ise düşey bir düzlem üzerinde damlacık yoğuşması örneği gösterilmektedir. Burada üstten birinci fotoğraf film yoğuşmasını, üstten ikinci fotoğraf damlacık yoğuşmasını ve alttaki fotoğraflar ise yoğuşan suyun küçük ölçeklerdeki görünüşünü vermektedir (Poulikakos ve diğ. 2013, 2019). Şekil 3.3’de ise yatay bir düzlem üzerinde damlacık yoğuşması örneği gösterilmektedir (National Geographic). Bir yüzey üzerinde oluşan sıvı, sıvı fazın oluşum şekline ve yüzey üzerindeki formundan bağımsız olarak yüzey ile gaz fazı arasında ısı geçişine karşı bir direnç oluşturur.



**Şekil 3.3 :** Alüminyum içecek kutusu üzerinde damlacık yoğuşması.

Bu direnç, film yoğuşması durumunda damlacık yoğuşması durumuna göre daha fazla olmaktadır. Bunun sebebi ise film tabakasının yüzey üzerinde damlacıklardan fazla yer kaplaması ve yüzey alanının tamamında bir direnç oluşturması ile açıklanabilir. Buna ek olarak, film tabakasının yüzey boyunca kalınlığının artması da ısı geçişine karşı direnci artırmaktadır. Bundan dolayı yukarıda da bahsedilgi gibi film yoğuşması olayının incelenmesi kolay olmasına rağmen, oluşması arzu edilmeyen bir yoğuşma modelidir. Film yoğuşması gerçekleştiğinde istenilen soğutmayı yapabilmek için daha düşük yüzey sıcaklığının elde edilmesi gerekeceğinden daha fazla enerji ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Film yoğuşması gerçekleşen durumlarda düz yüzeyler olabildiğince kısa tutulmalı ve film tabakasının yüzey üzerinden kopmasına yardımcı olacak geometrik düzenlemelerin yapılması gerekmektedir. Bu geometrik çözümler den bir tanesi boru üzerinde yoğuşmanın gerçekleştirilmesi durumudur, boru üzerinde sıvı filmi yüzeyin tamamını kaplayamaz ve aradaki ısı geçiş direncinin de azaltılmasına sebebiyet verir. Isı geçişinin fazlalığından dolayı damlacık yoğuşması, film yoğuşmasından daha üstün yoğuşma performansı sergilemektedir. Damlacık yoğuşmasında, yüzeyde daha az sıvı tabakası bulunduğu için ıslak olmayan yüzey alanı film yoğuşmasında bulunandan daha fazla olur ve ulaşılan ısı geçiş katsayısı film yoğuşmasında elde edilene göre yaklaşık on kat daha fazla olabilmektedir. Bu nedenle, film yoğuşmasını engelleyip, damlacık yoğuşması elde edebilmek için ıslanmayı engelleyen yüzey kaplamalarının kullanılması çoğu zaman başvurulan bir uygulamadır. Yüzeydeki ıslanmayı geciktirmek, engellemek amacıyla silikon, teflon ve metal kaplamalar, metal boyalar ile birçok yağ bu amaçla sıklıkla kullanılırlar. Bu tür uygulamalar kısa dönemli olarak istenilen etkiyi sağlasalar bile zamanla paslanma, kirlenme ve doğru dan silinme sonucu mekanik hasarlara maruz kalarak işlevlerini kaybederler. Bunun sonucu olarak da belirli bir

zaman geçtikten sonra yine film yoğuşması gerçekleşir. Dolayısıyla, bu uygulamaların sürekli bir damlacık yoğuşması oluşumunu sağlayabilmeleri uygulamada pek söz konusu olamamaktadır.

Yoğuşma gerçekleşmesi istenen uygulamalarda damlacık yoğuşması arzu edilen yoğuşma modeli olsa dahi bu durumun gerçekleşmesi zordur. Fiziksel olarak damlacık mekanizmasının çalıştırılması ve analizinin de zorluğu dolayısıyla yoğuşturucu tasarımı hesaplamaları yüksek bir oranla film yoğuşması gerçekleştiği kabulüyle yapılır. Bu kabul ise film yoğuşmasındaki ısı geçiş katsayılarının damlacık yoğuşmasına göre çok düşük olmasının da farkındalığıyla tasarımlarda güvenli bölgede kalınmasına sebebiyet vermektedir.

### 3.1 Düşey Bir Levha Üzerinde Laminer Film Yoğuşması

Düşey bir duvar üzerinde film yoğuşmasını düşündüğümüzde sıvı film duvarın yüzeyinde üst kısımda oluşmaya başlar ve yerçekimi etkisi altında aşağıya doğru akmaktadır. Film tabakasının kalınlığı düşey akış yönünde artmaktadır. Bunun nedeni ise sıvı-buhar arayüzünde yoğuşmanın devam etmekte olmasıdır.

Bir ısı miktarı (buharlaşma gizli ısısı), yoğuşma sırasında açığa çıkar ve film boyunca duvara  $T_y$  sıcaklığında aktarılır. Yoğuşma olayının gerçekleşmesi için duvar yüzey sıcaklığı  $T_y$  'nin buharın doyma sıcaklığının altında olması gerekmektedir.

Duvardaki yoğuşma hızı “kaymama” koşulu nedeniyle sıfır olmakta ve sıvı-buhar arayüzünde en büyük değerine ulaşmaktadır. Yoğuşan sıvının sıcaklığı arayüzde  $T_d$  olmakta ve duvarda  $T_y$  'ye kadar düşmektedir. Tek bir faz içeren zorlanmış taşınımında olduğu gibi, yoğuşma sırasındaki ısı transferi aynı zamanda yoğuşmanın meydana geldiği akışın laminer veya türbülanslı olmasına da bağlı olmaktadır.

Düşey silindirik boruların veya düz yüzeylerin dış yüzeylerinde, yoğuşma için Reynolds sayısı, sıvı filmi kalınlığının artmasından dolayı akış yönünde artmaktadır. Sıvı filminin akışı da diğer akış türlerinde görüldüğü gibi Reynolds sayısının değerine bağlı olarak farklı akış rejimleri sergilemektedir. Sıvı filmin dış yüzeyinin, şekil 3.4-(a)'da gösterildiği gibi yaklaşık  $Re = 30$  değeri için pürüzsüz ve dalgasız kaldığı ve dolayısıyla akışın açıkça laminer olduğu gözlemlenmiştir (Çengel, Isı ve Kütle Transferi, Bölüm 10). Reynolds sayısı arttıkça, yoğuşan sıvı akışının serbest yüzeyinde dalga-

lanmalar ortaya çıkar ve yoğuşma sıvısının akışı yaklaşık olarak  $Re = 1800$  değerinde tamamen türbülanslı akış rejimine geçer. Sonuç itibariyle sıvı filmi akışı,  $450 < Re < 1800$  aralığında dalgalı-laminer ve  $Re > 1800$  değeri için türbülanslı olarak tanımlanabilir.

Düşey bir yüzey üzerinde film yoğuşmasının analizi ilk defa 1916 yılında Nusselt tarafından yapılmıştır. Buna göre;

Sabit bir  $T_y$  yüzey sıcaklığında tutulan,  $L$  yüksekliğinde ve  $b$  genişliğinde,  $T_d$  doyma sıcaklığında bir buhara maruz kalan dikey bir düzlem-plaka olduğu kabul edilmiştir. Akış yönü pozitif  $x$  yönü olarak alınmıştır. Şekil 3.4'te gösterildiği gibi yoğuşmanın başladığı plakanın başlangıcında (orijin noktası) yüzey sıcaklığı,  $T_y$ , buharın doyma sıcaklığının altında ( $T_y < T_d$ ) olmakta ve böylelikle buhar yüzeyde yoğuşmaktadır. Bu esnada yoğuşan sıvı filmi yerçekimin etkisiyle aşağıya doğru akmaktadır. Bununla beraber film kalınlığı ve filmi oluşturan sıvının kütle debisi, yoğuşmanın sürekliliği nedeniyle pozitif  $x$  yönünde artmaktadır. Yoğuşma esnasında buhardan yüzeye doğru, sıvı filmi vasıtasıyla ısı transferi gerçekleşmektedir. Yüzeye üzerinden ısı transferi gerçekleşen sıvı filmi, aynı zamanda ısı geçişine karşı direnç oluşturan bir katman olmaktadır.

Düşey yüzey ve buhar sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Bu sıcaklıklar sırasıyla  $T_y$  ve  $T_d$  olmakla beraber sıvı film boyunca sıcaklık doğrusal olarak değişmektedir. Sıvı filmi boyunca ısı transferi sadece iletimle gerçekleşmektedir.

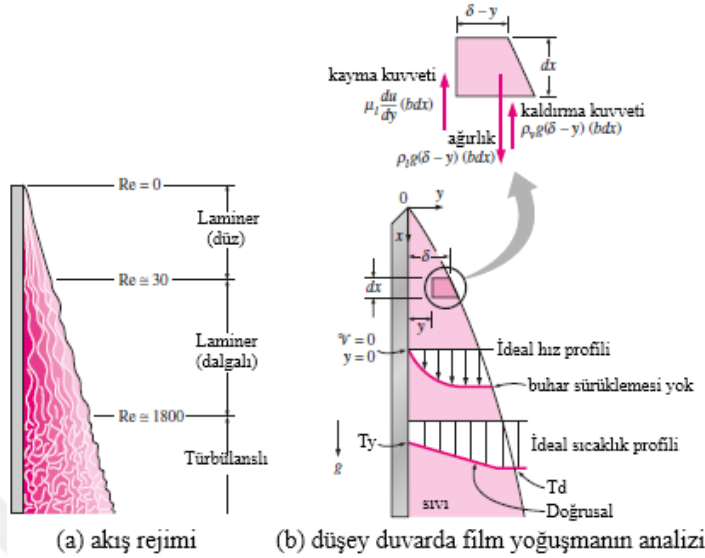
Buharın hızı ihmal edilebilecek mertebede düşüktür ve böylece sıvı filmi üzerinde sürtünme meydana getirmemekte, sıvı-buhar arayüzeyinde kayma gerilmeleri sıfır olmaktadır.

Yoğuşan sıvının akışı laminer olmakla beraber sıvı filminin özellikleri sabittir. Sıvı filminin ivmesi önemsizdir ve ihmal edilmektedir.

Nusselt (1916)'in kabulleri dahilinde yapılan modelleme sonucunda düşey düz bir levha için, levha yüzeyindeki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi verilmiştir.

Denklem 3.1'de  $\rho_l$  :sıvının yoğunluğu,  $\rho_v$  :buharın yoğunluğu,  $h'_{fg}$  :yoğuşma gizli ısı,  $L$  :düşey yüzeyin karakteristik uzunluğu,  $\mu_l$  : sıvının dinamik viskozitesi ve  $k_l$  : ise sıvı filminin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

$$\bar{h} = 0,943 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} L^3}{\mu_l k_l (T_d - T_y)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.1)$$



**Şekil 3.4 :** Düşey duvar üzerinde film yoğuşması (a) akış rejimi ve (b) analizi.

Eşitlik 3.2, 3.3 ve 3.4'te ise şekil 3.4-(a)'da gösterilen akış bölgeleri için Reynolds sayısı cinsinden düşey levha üzerindeki ortalama ısı taşınımı katsayısı ifadeleri verilmiştir. Eşitlik 3.1 (Nusselt, 1916), 3.2 (Kutateladze, 1963) ve 3.3 (Labuntsov, 1957) sırasıyla laminer sınır tabaka bölgesi, laminer dalgalı serbest yüzey bölgesi ve türbülanslı akış bölgesi için ifade edilmiştir.

$$\bar{h} \cong 1,47 k_l Re^{-\frac{1}{3}} \left( \frac{g}{\nu_l^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad 0 < Re < 30 \text{ ve } \rho_v \ll \rho_l \quad (3.2)$$

$$\bar{h} = \frac{Re k_l}{1,08 Re^{1,22} - 5,2} \left( \frac{g}{\nu_l^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad 30 < Re < 1800 \text{ ve } \rho_v \ll \rho_l \quad (3.3)$$

$$\bar{h} = \frac{Re k_l}{8750 + 58 Pr^{-0,5} (Re^{0,75} - 253)} \left( \frac{g}{\nu_l^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad Re > 1800 \text{ ve } \rho_v \ll \rho_l \quad (3.4)$$

### 3.2 Yatay Borular Üzerinde Film Yoğuşması

Nusselt (1916)'in düşey yüzeylerdeki film yoğuşması analizi yatay silindirik borulara ve kürelere de uygulanabilir. Yatay bir silindirik borunun dış yüzeylerinde film yoğuşması için ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi verilmiştir (Çengel, Isı ve Kütle



Transferi, Bölüm 10). Burada;  $h_{fg}^*$  düzenlenmiş gizli buharlaşma ısısı olup Eşitlik 3.6'da gösterilmiştir (Çengel, Isı ve Kütle Transferi, Bölüm 10).

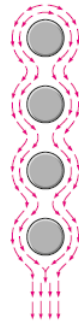
$$\bar{h} = 0,729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_d - T_y) D} \right]^{1/4} \quad (3.5)$$

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68 C_{pl} (T_d - T_y) \quad (3.6)$$

Denklem 3.5'te sırasıyla,  $g$  : yer çekimi ivmesini,  $\rho_l$  : sıvının yoğunluğunu,  $\rho_v$  : buharın yoğunluğunu,  $k_l$  : sıvının ısı iletim katsayısını,  $\mu_l$  : sıvının dinamik viskozitesini ve  $D$  : boru çapını ifade etmektedir.

### 3.3 Düşey Sıralı Yatay Borular Üzerinde Film Yoğuşması

Şekil 3.5'te gösterildiği üst üste dizilmiş yatay silindirik borular, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı tasarımlarında sıklıkla kullanılırlar (Çengel, Isı ve Kütle Transferi, Bölüm 10). Alttaki borulardaki sıvı filminin ortalama kalınlığı, üstlerine diğer borulardan direkt olarak düşen yoğuşma sıvısının bir sonucu olarak çok daha büyüktür. Bundan dolayı, bu tür silindirik boru düzenlemelerinde alttaki borularda ortalama ısı transfer katsayısı daha küçük olmaktadır. Yoğuşan sıvının yukarıdaki borulardan aşağıdaki borulara doğru düştüğü varsayıldığında düşey sıradaki tüm borular için ortalama film yo-



Şekil 3.5 : Düşey boru demeti üzerinde film yoğuşması.

ğuşma ısı transfer katsayısı denklem 3.7'de verilmiştir (Çengel, Isı ve Kütle Transferi, Bölüm 10).

$$h_{düşey \cdot N_{boru}} = 0,729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_d - T_y) ND} \right]^{1/4} = \frac{1}{N^{1/4}} h_{düşey \cdot 1_{boru}} \quad (3.7)$$

Buhar santrallerinde kullanılan çoğu yoğuşturucu, ısıl verimliliğin en üst düzeye çık-

rılması için atmosferik basıncın çok altında (genellikle 0,1 atm altında) basınçlarda çalışır ve bu düşük basınçlarda çalışma, yoğuşmayan gazın sızma olasılığını yükseltir. Deneysel çalışmalar, buharda yoğuşmayan gazların varlığının zararlı bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Buharda az miktarda yoğuşmayan gaz bulunması bile yoğuşma sırasında ısı transfer katsayısında önemli düşüöşlere neden olur.

Yoğuşmayan bir gazla karışan buharın yoğunlaşması esnasında, sadece yoğuşmayan gaz yüzeyin yakınında kalır. Bu gaz tabakası, buhar ve yüzey arasında bir engel görevi görür ve buharın yüzeye ulaşmasını zorlaştırır.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucularda, yoğuşmayan gazların varlığı çok fazlı akış içerisindeki su buharı moleküllerinin soğuk yüzeye ulaşmasını engellemeye çalışır ve böylece yoğuşmalı akışta ısı transferine engel teşkil eder.

### **3.4 Damlacık Yoğuşması**

Sürekli bir sıvı film yoğuşmasının aksine, yoğuşma yüzeyinde değışen çaplarda sayısız miktarda damlacıklar ile karakterize edilen damlacıklı yoğuşma, ısı transferinin en etkili mekanizmalarından biridir ve bu mekanizma ile film yoğuşmasına oranla yaklaşık on kat mertebesinde daha büyük ısı transfer katsayıları elde edilebilir (Şekil 3.2 ve 3.3) (Çengel, Isı ve Kütle Transferi, Bölüm 10).

Damlacıklı yoğuşma olayında yüzeydeki çekirdeklenme bölgelerinde oluşan küçük damlacıklar sürekli yoğuşma sonucu olarak büyür ve zamanla daha büyük damlacıklar halinde birleşir, belirli bir boyuta ulaştığında ise yüzeyleri temizleyerek bulunduğu yüzeyi buhara maruz bırakarak aşağı kayar. Bu durumda ısı transferine dirençli sıvı film yoktur.

Büyük ısı transfer katsayıları, tasarımcıların daha küçük yüzey alanına ve böylece daha küçük, daha az pahalı bir ısı değıştiricisi ortaya çıkarmalarına sebebiyet vermektedir. Bundan dolayı, ısı transferi uygulamalarında damlacıklı yoğuşma tercih edilen yoğuşma mekanizmasıdır.

Damlacıklı yoğuşma, çeşitli yüzey-sıvı kombinasyonları için deneysel olarak çalışılmıştır. Bunlardan en fazla dikkat çekenleri, buhar santrallerinde yaygın kullanımı nedeniyle buharın bakır yüzeylerde yoğuşması üzerine yapılan çalışmalar olmuştur. Griffith (1983), bakır yüzeylerde buharın damlacıklı yoğuşması için şu basit bağıntıları önermektedir;

$$h_{damlacıklı} = \begin{cases} 51,104 + 2044T_d \\ 255,310 \end{cases}, \quad 22^\circ\text{C} < T_d < 100^\circ\text{C} \text{ ve } T_d > 100^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

### 3.5 Çok Fazlı Akış Modelleme Yaklaşımları

Çok fazlı bir akış problemini çözmedeki ilk adım, çok fazlı akış rejimlerinden hangisinin akışınızı en iyi şekilde temsil ettiğini belirlemektir. Model karşılaştırmaları; kabarcıkları, damlacıkları veya parçacıkları içeren akışlar için fazlararası eşleşme derecesinin nasıl belirleneceği ve farklı miktarlardaki eşleşmeler için uygun modelin nasıl belirleneceği hakkında ayrıntılı bilgi sağlar. Gaz-Sıvı tipi çok fazlı akışlarda, faz arayüzlerinde dinamik olarak kütle, momentum ve enerji geçişi meydana gelmektedir. Başka bir önemli nokta ise her bir faz birbirinden farklı kitlesel hız ve sıcaklığa sahip olabileceğinden, akış çoğunlukla ısıl ve hidrodinamik olarak dengede değildir.

Euler-Euler yaklaşımında farklı fazlar matematiksel olarak birbirine karışan bir ortam olarak ele alınır. Bir fazın hacmi diğer fazlar tarafından işgal edilemediğinden, hacimsel oran kavramı kullanılmaktadır. Bu hacim oranlarının uzay ve zamana göre sürekli fonksiyonlar olduğu varsayılır ve toplamları 1'e eşit olur. Her bir faz için korunum denklemleri, tüm fazlar için benzer yapıya sahip bir denklem seti elde etmek için türetilir. Elde edilen bu türetilmiş denklemler, deneysel bilgilerden elde edilen ampirik denklemler kullanılarak ya da parçacıklı akışlarda kinetik teori uygulanarak elde edilir.

#### 3.5.1 Çok fazlı akış kavramı

Doğada ve teknolojide karşılaşılan çok sayıda akış, fazların bir karışımıdır. Maddenin fiziksel fazları gaz, sıvı ve katıdır, ancak çok fazlı bir akış sistemindeki faz kavramı daha geniş bir anlamda uygulanır. Çok fazlı akışta bir faz; akışla ve içinde bulunduğu potansiyel alanla belirli bir atalet tepkisine ve etkileşime sahip olan bir malzeme sınıfı olarak tanımlanabilir. Örneğin, aynı malzemenin farklı büyüklükteki katı parçacıkları farklı fazlar olarak işlem görebilir, çünkü aynı büyüklükteki her parçacığın bir araya gelmesi akış alanına benzer dinamik bir tepkiye sahip olacaktır. Çok fazlı akış rejimleri dört kategoride gruplandırılabilir; gaz-sıvı veya sıvı-sıvı akışları, gaz-katı akışları, sıvı-katı akışlar ve üç fazlı akışlar.

#### 3.5.2 Gaz-sıvı veya sıvı-sıvı akışları

Kabarcıklı akış, sürekli bir akışkan içinde ayrık gaz ya da akışkan kabarcıklarının akışı olarak, damlacıklı akış ise sürekli gazdaki ayrık sıvı damlacıklarının akışı olarak ve

sürünme akışı da sürekli bir akışkandaki büyük kabarcıkların akışı olarak tanımlanabilir. Serbest yüzeyli akış ise açıkça tanımlanmış bir arayüzle ayrılmış karışmayan sıvıların akışıdır. Bahsedilen akışlar, gaz-svı veya sıvı-sıvı akışları olmaktadır.

### **3.5.3 Gaz-katı akışları**

Parçacık yüklü akış, sürekli bir gaz akışkan içerisinde ayrı katı parçacıkların akışı olarak tanımlanmaktadır. Akışkan yatak ise içine bir difüzörün yardımıyla bir gazın sokulduğu, parçacıklar içeren bir kaptan oluşur. Yataktan yükselen gaz, parçacıkları askıya alır. Bununla beraber gaz akış hızına bağlı olarak, kabarcıklar görünür ve yatak içinden yükselerek yatak içindeki karışımı yoğunlaştırır.

### **3.5.4 Sıvı-katı akışları**

Sulu karışım akışı, sıvıların içindeki parçacıkların taşınmasıdır. Sıvı-katı akışlarının temel davranışı, sıvının ve sıvıdaki katı parçacıkların özelliklerine değişir. Şehir atık sularının taşıdığı boruların içerisindeki akış sıvı-katı akışına örnek verilebilir.

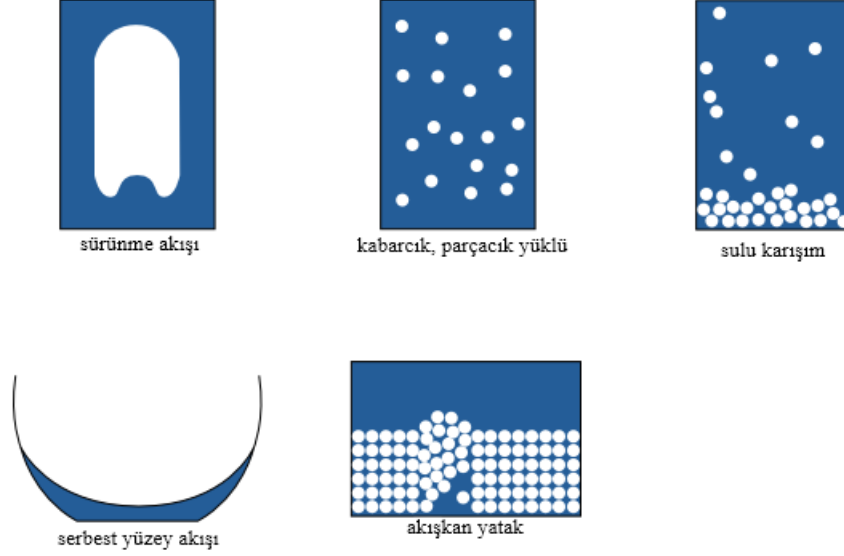
Sedimentasyon, başlangıçta homojen dağılmış bir parçacık karışımı içeren uzun bir kabı tarif etmektedir. Kabın dibinde parçacıklar yavaşlayıp ve bir çamur tabakası oluşacak, en tepede ise net bir arayüz ortaya çıkarıp kabın orta bölgesinde ise sabit bir yerleşim bölgesi oluşacaktır.

### **3.5.5 Üç fazlı akışlar**

Üç fazlı akışlar, önceki bölümlerde listelenen akış rejimlerinin birleşimi veya kendi aralarında oluşturdukları varyasyonlar sonucu oluşan akışlar olarak tanımlanabilir. Önceki bölümlerde tanımlanmış olan çok fazlı akışlar şekil 3.6'da şematik olarak gösterilmektedir (ANSYS Fluent, Theory Guide, V19.1).

## **3.6 Eulerian Çok Fazlı Akış Modeli**

Eulerian çok fazlı akış modeli, ANSYS Fluent ticari HAD çözücüsündeki çok fazlı modellerin en bütünlüklü olanıdır. Bu modelde her bir faz için bir momentum ve süreklilik denklemleri seti çözülmektedir. Denklem setleri arasındaki bağlantı, basınç ve fazlar arası değişim katsayıları ile sağlanmaktadır. Bu bağlantı, eş zamanlı çözüm şekli, faz tipine bağlıdır; granül (sıvı-katı) akışlar, granül-olmayan (akışkan-sıvı) akışlardan farklı şekilde ele alınmaktadır. Granüler akışlar için, fazlara ait özellikler kinetik teori ile elde edilir. Fazlar arasındaki momentum geçişi aynı zamanda modellenmekte olan



**Şekil 3.6 : Çok fazlı akış tipleri.**

çok fazlı akışın tipine de bağlıdır.

Eulerian çok fazlı akış modelinde, ikincil fazların sayısı sadece hafıza gereksinimleri ve yakınsama davranışı ile sınırlıdır. Yeterli hafızanın olması şartıyla, istenilen sayıda ikincil faz modellenebilir.

Ansys Fluent ticari HAD yazılımında, Eulerian çok fazlı akış çözümlerinde, türbülanslı akış problemleri için iki denklemlili türbülans modellerinden  $k - \varepsilon$  ve  $k - \omega$ 'nın bütün çeşitlerinin kullanımı mevcuttur. Bu iki model, her bir faz için ayrı ayrı kullanılabilir gibi tüm fazlar için ortak olarak da kullanılabilir.

### 3.6.1 Eulerian çok fazlı akış modeli sınırlamaları

Eulerian çok fazlı akış modelinin çözüm sınırları aşağıda verilmektedir.

- Reynolds Stress türbülans (RSM) modeli faz bazında mevcut değildir.

Sadece karışım için ortak çözüm yapılabilmektedir. Bununla birlikte, RSM, yani Reynolds Stress türbülans modeli 7 eşitlikli model olduğu için getireceği ekstra hesap yükü nedeniyle çalışmada değerlendirilmemiştir.

- Sürtünmesiz akış çözümü yapılamaz.
- Ergime ve katılaşma modellemesi yapılamaz.
- Eulerian çok fazlı akış modeli; ön karışım ve kısmen ön karışım yanma modelleriyle uyumlu değildir.

### 3.6.2 Hacimsel oran denklemi

Birbirine karışan fazlardan oluşan bir ortam olarak tanımlanan çok fazlı akış, içerisinde hacimsel oran konseptini barındırmaktadır. Hacim oranları, belirli bir boşlukta her bir fazın işgal ettiği yeri temsil eder ve kütle ile momentumun korunum yasaları, her bir faz tarafından ayrı ayrı sağlanmaktadır. Korunum denklemlerinin türetilmesi, her faz için (a) yerel anlık dengenin ortalaması alınarak veya karışım teorisi (b) yaklaşımı kullanılarak yapılabilmektedir.

Bir  $q$  fazı için hacimsel oran denklemi aşağıda verilmiştir:

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (3.9)$$

Burada, belirli bir hacim içerisinde bulunan fazların toplamı ise:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (3.10)$$

Fazın efektif yoğunluğu,  $q$  fazının fiziksel yoğunluğu ile aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\hat{\rho}_q = \alpha_q \rho_q \quad (3.11)$$

Hacim oranı denklemi, zaman boyutunda kapalı veya açık ayrıklaştırma yoluyla çözülebilmektedir.

### 3.6.3 Korunum denklemleri

Korunum denklemleri üç ayrı fazın (su buharı, kuru hava ve su) çözümü için değerlendirilmiştir, eşitliklerdeki  $p$  ve  $q$  alt indisleri fazları ikişerli olarak temsil etmekte ve her bir faz için korunum denklemleri ayrık olarak çözülmüştür.

### 3.6.4 Kütle korunumu denklemi

Bir  $q$  fazı için süreklilik denklemi Eşitlik 3.12'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_q \quad (3.12)$$

Burada;  $\vec{v}_q$ ,  $q$  fazının hızını,  $\dot{m}_{pq}$ ,  $p$  fazından  $q$  fazına doğru kütle transferini,  $\dot{m}_{qp}$  ise  $q$  fazından  $p$  fazına doğru kütle transferini ifade etmektedir.  $S_q$  ise kaynak teri-

midir. Kullanıcı tanımlı bir hacimsel kütle oluşumu, kaynak olarak tanımlanabilmektedir. Benzer kaynak terimleri momentum ve entalpi denklemlerinde de bulunmaktadır. Denklem 3.12, aralarında kütle transferi gerçekleşen fazlar için çözülecektir. Dolayısıyla bu denklem, su buharı-su çifti için çözülecektir. Kuru hava, çalışmada yoğuşmayan gaz olarak kullanıldığı için diğer fazlar ile arasında herhangi bir kütle geçişi etkileşimi olmayacaktır.

Dolayısıyla denklem 3.12, kuru hava için aşağıdaki gibi gösterilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = 0 \quad (3.13)$$

### 3.6.5 Momentumun korunumu denklemi

Bir  $q$  fazı için momentum dengesi aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q v_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}) \\ & + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q}) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Burada;  $\bar{\tau}_q$ ,  $q$ . fazın gerilme-gerinme tensörünü ifade etmektedir.

$$\bar{\tau}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \vec{v}_q + \nabla \vec{v}_q^T) + \alpha_q (\lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q) \nabla \cdot \vec{v}_q \bar{I} \quad (3.15)$$

Burada,  $\mu_q$  ve  $\lambda_q$  ifadeleri  $q$  fazı için sırasıyla dinamik ve hacimsel viskoziteyi,  $\vec{F}_q$  bünye kuvvetini (burada yer çekimi ivmesi olmaktadır),  $\vec{F}_{lift,q}$  kaldırma kuvvetini,  $\vec{F}_{wl,q}$  duvar yağlama kuvvetini,  $\vec{F}_{vm,q}$  sanal kütle kuvvetini ve  $\vec{F}_{td,q}$  ise türbülanslı dağılım kuvvetini ifade etmektedir.  $\vec{R}_{pq}$  ise fazlar arasındaki etkileşim kuvveti ve  $p$  ise fazlar için ortam basıncını temsil etmektedir.

Yine burada;  $\vec{v}_{pq}$  fazlar arası hız (bağlı hız) olarak tanımlanmıştır. Eğer,  $\dot{m}_{pq} > 0$  ise, yani  $p$  fazı  $q$  fazına transfer oluyorsa  $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p$  olmaktadır. Tam tersi durumda eğer,  $\dot{m}_{pq} < 0$  ise fazlar arası transfer diğer yönde gerçekleşiyorsa  $\vec{v}_{pq} = \vec{v}_q$  olmaktadır. Fazlar arası transfer tam tersi şekilde gerçekleştiğinde aynı durum geçerli olmaktadır. Kütlelerin korunumu denkleminde olduğu gibi su buharı ve su faz çifti arasındaki momentum

dengesi yukarıdaki denklemde ifade edildiği gibidir. Yine kuru hava için çözülen momentumun korunumu denkleminde fazlar arası kütle geçişi gerçekleşmediği için kütle geçişini ifade eden kısım sıfır olmaktadır. Kuru hava için momentum dengesi aşağıda yazılmıştır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q v_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wt,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q}) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Su buharı–su çifti ve kuru hava için yazılan denklemler, çalışmada yüzey yağlama kuvveti ve türbülanslı dağılım kuvvetlerinin dahil olmaması nedeniyle tekrar yazılarak, çalışma için çözülecek denklemler elde edilir. Denklem 3.17 ve 3.18 sırasıyla su buharı, su ve kuru hava için yazılmıştır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q v_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}) \\ & + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{vm,q}) \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q v_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \\ & + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{vm,q}) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Denklem 3.17'nin çözülebilmesi için  $\vec{R}_{pq}$  kuvvetinin uygun bir ifade ile ilişkilendirilmesi gerekmektedir. Bu kuvvet; sürtünme, basınç ve kohezyon gibi etkilere bağlı olduğundan ve  $\vec{R}_{pq} = -\vec{R}_{qp}$  ile  $\vec{R}_{qq} = 0$  şartlarından dolayı, aşağıdaki gibi ifade edilmekte ve çözümde kullanılmaktadır.

$$\sum_{p=1}^n \vec{R}_{pq} = \sum_{p=1}^n \vec{K}_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q) \quad (3.19)$$

Burada;  $\vec{K}_{pq}$ , fazlar arası momentum geçiş katsayısını, parantez içerisindeki ifadeler ise fazların hızlarını ifade etmektedir.

### 3.6.6 Akışkan-akışkan fazları arası momentum transfer katsayıları

Akışkan-akışkan tipi çok fazlı akışlar için, her ikincil fazı damlacıklar veya kabarcıkların oluşturduğu varsayılır. Bunun, sıvıların her birinin hangi faza nasıl atandığı konusunda etkisi vardır. Eşit olmayan miktarda iki sıvının olduğu akışlarda baskın akışka-



nın birincil akışkan olarak modellenmesi gerekir, çünkü daha az akışkanın damlacık veya kabarcık oluşturması daha olasıdır. Bu tür kabarcıklı, sıvı-sıvı veya gaz-sıvı karışımları için kütle transferi katsayısı aşağıdaki gibi genel biçimde yazılabilir: Burada  $A_i$  fazlar arası alan,  $f$  sürtünme kuvveti fonksiyonu ve  $\tau_p$  ise parçacık rahatlatma süre

$$K_{pq} = \frac{\rho_p f}{6\tau_p} d_p A_i \quad (3.20)$$

$$\tau_p = 18 \frac{\rho_p d_p^2}{6\mu_q} \quad (3.21)$$

sini ifade etmektedir. Ayrıca,  $d_p$  parametresi ise  $p$  fazı için kabarcık veya damlacık çapını ifade etmektedir. Sürtünme kuvveti fonksiyonu, sürüklenme katsayısını içeren bir fonksiyondur.

Tüm bu durumlar için, birincil faz akış alanında mevcut olmadığında,  $K_{pq}$  katsayısı sıfıra gitmeye meyilli olmalıdır. Bunu sağlamak için, sürüklenme fonksiyonu her zaman birincil fazın hacim oranıyla, denklem 3.20'de yansıtıldığı gibi çarpılır.

### 3.6.7 Fazlar arası sürüklenme katsayısının modellenmesi

Schiller ve Naumann (1937) modeli, tüm akışkan-akışkan çiftleri için hem yüksek hem de düşük Reynolds sayılı akışlarda çalışan, genel kullanım için kabul görmüş olan bir model olmaktadır.

Boyutsuz sürüklenme katsayısı  $C_D$  ve sürtünme faktörü  $f$ , aşağıdaki eşitlikler ile elde edilmektedir.

$$f = \frac{C_D \text{Re}}{24} \quad (3.22)$$

$$C_D = \begin{cases} 24(1 + 0,15 \text{Re}^{0,687}) / \text{Re} \\ 0,44 \end{cases} \quad \text{Re} \leq 1000 \text{ ve } \text{Re} > 1000 \quad (3.23)$$

Re, bağıl Reynolds sayısı olmakla beraber, birincil faz  $q$  ve ikincil faz  $p$  için bağıl Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir.

$$\text{Re} = \frac{\rho_q |\vec{v}_p - \vec{v}_q| d_p}{\mu_q} \quad (3.24)$$

İkincil fazlar,  $p$  ve  $r$  için bağıl Reynold sayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\text{Re} = \frac{\rho_{rp} |\vec{v}_r - \vec{v}_p| d_{rp}}{\mu_{rp}} \quad (3.25)$$

Burada;  $\mu_{rp} = \alpha_p \mu_p + \alpha_r \mu_r$  ifadesi ikincil fazların karışımının viskozitesidir.

### 3.6.8 Fazlar arası yüzey gerilme kuvvetinin modellenmesi

Yüzey gerilmesi nedeniyle her bir fazın kendisine ters yönde etkiyen kuvvet, çok fazlı akışlarda, momentum denklemlerine kaynak terimi olarak eklenir. Yüzey gerilmesi, akışkan içerisindeki moleküllerin birbirleri arasındaki etkileşimlerin sonucu oluşan kuvvetlerden meydana gelmektedir.

Tez çalışmasında hava-su ve su buharı-su çiftleri için yüzey gerilmesi kuvveti sayısal modele dahil edilmiştir. Yüzey gerilmesi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanıp, momentum denklemlerine bir sabit olarak eklenmiş, sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiştir. Yüzey gerilmesi için kullanılan hesaplamalar ekler (EK-A) bölümünde verilmiştir.

### 3.6.9 Enerjinin korunumu denklemi

Eulerian çok fazlı akış modelinde enerjinin korunumunu tanımlamak amacıyla her bir faz için ayrı bir entalpi denklemi yazılabilmektedir, bu denklem aşağıda verilmiştir.

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

Denklem 3.26'da,  $h_q$ ,  $q$ . fazın özgül entalpisi,  $\vec{q}_q$  ısı akısı,  $S_q$  ise hacme yayılı entalpi kaynak terimidir.  $Q_{pq}$ ,  $p$ . ve  $q$ . fazlar arasındaki ısı geçişi yoğunluğunu,  $h_{pq}$  ise fazlar arası entalpiyi ifade etmektedir. Bununla beraber fazlar arasındaki ısı değişimi,  $Q_{pq} = Q_{qp}$  ve  $Q_{qq} = 0$ , yerel denge koşullarına uygun olmalıdır.

Denklem 3.26 ile verilen ifade su buharı ve su fazları için çözülmektedir. Kuru hava için diğer fazlar arasında kütle geçişi gerçekleşmediği için korunum denkleminde fazlar arası entalpi sıfır olacaktır. Ayrıca herhangi bir hacme yayılı entalpi üretimi de mevcut olmamaktadır. Bunun sonucu olarak kuru hava için aşağıda verilen denklem çözülecektir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q p_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q p_q \vec{u}_q h_q) = \alpha_q \frac{dp_q}{dt} + \bar{\tau}_q : \nabla \vec{u}_q - \nabla \cdot \vec{q}_q + \sum_{p=1}^n (Q_{pq}) \quad (3.27)$$

### 3.6.10 Fazlar arası ısı geçiş katsayıları

Denklem 3.26 ve 3.27’de çözüm elde edebilmek için fazlar arasındaki ısı geçişi bilinmelidir, bu gereklilik ise özünde fazlar arasındaki ısı geçişi katsayısının bilinmesi mecburiyeti anlamına gelmektedir.

Aşağıda gösterilen denklemlerde sırasıyla fazlar arası ısı geçişinin ve bu ısı geçişi için temel parametre olan ısı geçiş katsayısının nasıl hesaba dahil edildiği ifade edilmiştir.

$$Q_{pq} = h_{pq} A_i (T_p - T_q)$$

$$(3.28)$$

$$h_{pq} = \kappa_{pq} Nu_p / d_p \quad (3.29)$$

Fazlar arasında gerçekleşen birim hacimdeki ısı geçişi, sıcaklık farkına sahip olan fazlar arası yüzey alanının bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Burada;  $h_{pq} = h_{qp}$ , fazlar arası hacimsel ısı geçişi katsayısını,  $A_i$  fazlar arası yüzey alanını,  $T_p - T_q$  fazlar arası sıcaklık farkını ve  $\kappa_{pq}$  ise  $q$ . fazın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. İlaveten,  $Nu_p$ , Nusselt sayısını,  $d_p$  ise kabarcık çapını sembolize etmektedir.

Denklem 3.29’da verilen Nusselt sayısı ise literatürde sıklıkla karşılaşılan çeşitli korelasyonlar kullanılarak elde edilebilir. Fazlar arasında boyutsuz ısı geçişi katsayısının bulunması amacıyla Ranz ve Marshall (1952), literatürde sıklıkla karşılaşılan ve uygulamada çokça kullanılan bir Nusselt sayısı korelasyonu geliştirmiştir. Ranz-Marshall korelasyonu olarak adlandırılmış olan eşitlik, denklem 3.30’da, Prandtl sayısı ise denklem 3.31’de verilmiştir.

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

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

Burada,  $Re_p$ ,  $P$ . fazın çapına ve  $|\overline{u_p} - \overline{u_q}|$  bağlı hızına dayanan bağlı Reynolds sayı-

sını ifade etmektedir. Bununla beraber,  $Pr$  ise  $p$ . fazi için Prandtl sayısına karşılık gelmektedir. Ranz-Marshall modelinde Prandtl sayısının kullanımı için bir kısıt bulunmamaktadır. Bu nedenle, fazlar arası boyutsuz ısı geçişi katsayısının belirlenmesinde oldukça kullanışlı olmaktadır. Tomiyama (1998) modelinde, görece düşük Reynolds sayılı türbülanslı kabarcıklı akışlarda kullanılmak üzere bağıntılar geliştirmiştir. Hughmark (1967) modelinde ise fazlar arası ısı geçişi katsayısının belirlenmesi için elde edilen model, Prandtl sayısı kısıtlamasına sahiptir. Bundan dolayı Hughmark modeli kullanılacak ise korelasyonun çalıştığı en büyük Prandtl sayısı değeri mutlaka dikkate alınmalı ve sınırın dışında kalan çözümlerde kullanılmamalıdır.

### 3.7 Çok Fazlı Akışlarda Kütle Transferi

Momentum ve Enerjinin korunumu denklemlerinde açık halde bulunan kütle geçişi terimleri, söz konusu denklemlerin çözülebilmesi için tanımlanmak durumundadır. Bu bağlamda, fazlar arası kütle geçişi için bir model kurulup, Ansys Fluent ticari HAD yazılımına kaynak terimleri olarak eklenebilir. Bunun bir başka çözümü de söz konusu yazılım içerisinde hazır olarak verilen fazlar arası kütle geçişi modellerinin kullanımıdır. Tez çalışmasında, buharlaştırıcı üzerindeki yoğuşmanın yazılımın kendi içerisinde ki model ile çözülmesi amaçlanmıştır.

#### 3.7.1 Kütle denklemi

Bir çok fazlı akış içerisinde, bir kontrol hacmi içerisindeki  $p$  ve  $q$  fazlarının kütle korunumuna katkısı (kütle korunumu denklemine kaynak olarak ilavesi), denklem 3.32 ve 3.33'de gösterilmiştir.

$$m_p = -m_{p^i q^j} \quad (3.32)$$

$$m_q = m_{p^i q^j} \quad (3.33)$$

Bu terimler yalnızca aralarında kütle geçişi beklenen/gerçekleşen fazlar için eklenir. Dolayısıyla kuru hava için herhangi bir kaynak terimi eklenmesi söz konusu değildir.

#### 3.7.2 Momentumun korunumu denklemi

Eulerian çok fazlı akış modelinde,  $p$  ve  $q$  fazlarına eklenmek üzere, bir kontrol hacmi için yazılan kaynak terimleri denklem 3.34 ve 3.35'de ifade edilmiştir. Kütle korunumu denkleminde olduğu gibi bu kaynak terimler, sadece su buharı ve su fazları için

çözülen momentum denkleminde eklenir.

$$m_p \vec{u}_p = -m_{p'q'} \vec{u}_p \quad (3.34)$$

$$m_q \vec{u}_q = m_{p'q'} \vec{u}_p \quad (3.35)$$

### 3.7.3 Enerjinin korunumu denklemi

Tüm çok fazlı modeller için aşağıdaki enerji kaynakları eklenmiştir.

$p$  fazı için bir sonlu hacimdeki enerji kaynağı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$H_p = -m_{p'q'} (h_q^{f^j} - h_p^{f^i}) \quad (3.36)$$

$q$  fazı için bir sonlu hacimdeki enerji kaynağı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$H_q = m_{p'q'} (h_q^{f^j} - h_p^{f^i}) \quad (3.37)$$

Denklem 3.36 ve 3.37'de;  $h_p^{f^i}$ ,  $h_q^{f^j}$ ,  $p$  ve  $q$  fazları için oluşum entalpilerini göstermektedir. Fazlar arasındaki bu oluşum entalpisi farkları ise kütle geçişinde açığa çıkan gizli ısı olmaktadır. Yukarıda açıklanan diğer korunum denklemlerinde olduğu gibi, enerji denkleminde de kuru hava fazı için denklem 3.36 ve 3.37'deki enerji kaynakları eklenmemektedir.

### 3.7.4 Buharlaşma-yoğuşma modeli

ANSYS Fluent ticari HAD yazılımı, buharlaşma-yoğuşma modeli yoluyla, Eulerian çok fazlı akış modelinde fazlar arası kütle transferi için iki model içermektedir. Tez çalışmasında literatürde sıkça karşılaşılan Lee modeli kullanılmıştır.

Lee [1979], tarafından geliştirilen model, fiziksel temelli mekanik bir modeldir. Eulerian çok fazlı modeli ile birlikte kullanılmıştır. Lee modelinde, sıvı-buhar çifti arasındaki kütle transferi (buharlaşma ve yoğuşma) buhar geçişi denklemi tarafından yönetilmekte ve aşağıda gösterilmektedir.

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

Burada;  $v$ , su buharı fazını,  $\alpha_v$  buhar hacim oranını,  $\rho_v$  buhar yoğunluğunu ve  $\vec{V}_v$  buhar fazı hızını ifade etmektedir. Burada;  $\dot{m}_{lv}$  ve  $\dot{m}_{vl}$  sırasıyla, sıvı fazından buhar fazına (buharlaşma) ve buhar fazından sıvı fazına (yoğuşma) doğru gerçekleşen birim hacim

başına kütle debilerini göstermektedir. Bu kütle debilerinin birimleri ise  $kg / s / m^3$  olmaktadır.

Denklem 3.38'in sağ tarafında da gösterildiği gibi, ANSYS Fluent ticari HAD yazılımı buharlaşma-yoğuşma problemleri için sıvıdan buhara doğru (buharlaşma) gerçekleşen kütle transferini pozitif işaretli olarak tanımlamaktadır.

Aşağıdaki sıcaklık rejimlerine dayanarak, kütle transferi tanımlamaları ifade edilmek istenirse;

$T_l > T_{sat}$  (buharlaşma durumu) ise,

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

$T_v < T_{sat}$  (yoğuşma durumu) ise,

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

Burada; K, ince ayar yapılması gereken ve bir rahatlama süresi olarak yorumlanabilen bir katsayı olmakla beraber,  $\alpha$  ve  $\rho$  sırasıyla fazların hacimsel oranı ve yoğunluğunu göstermektedir. Enerji denklemi için kaynak terim, kütle geçiş hızının gizli ısı ile çarpılmasıyla elde edilebilmektedir.

Düz bir fazlar arası arayüz için, kinetik teoriye dayanarak buharlaşma/yoğuşma kütle sel akısını veren Hertz Knudsen formülü (Hertz, 1882, p.737 ve Knudsen, 1915, p.740) dikkate alındığında, denklem 3.39 ve 3.40'deki katsayılar Hertz-Knudsen formülü yardımı ile elde edilebilmektedir.

$$K = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} L \left( \frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (3.41)$$

Denklem 3.41'de;  $d_b$  damlacık çapını,  $L$  buharlaşma gizli ısını,  $R$  evrensel gaz sabitini,  $M$  buharın mol kütlesini ve  $\alpha_v$  ise buharın hacimsel oranını ifade etmektedir. Denklem 3.41'de gösterilen katsayı eşitliği, denklem 3.39 ve 3.40 ile çarpıldığında kütle geçiş miktarını veren denklem ifade edilmiş olmaktadır. Buradan elde edilen üretim terimleri yukarıda bahsedildiği üzere korunum denklemlerine kaynak terimi olarak eklenir. Ayrıca belirtmek gerekirse K katsayısı, nümerik olarak rahatlatma

zamanının tersi anlamına denk düşmektedir ve  $\beta$  katsayısı, buhar moleküllerinin sıvı yüzeye giren ve bu yüzeye adsorbe edilen kısmını gösteren konaklama katsayısını ifade etmektedir.

K katsayısının, yoğuşma ve buharlaşma eşitliklikleri için teorik olarak farklı olması gerekmektedir. Bununlar beraber, buharlaşma-yoğuşma modeli birkaç güçlü varsayıma dayanmaktadır ve bunlar; fazlar arası yüzeyin düz kabul edilmesi, ikincil faz çapının sabit olması ve  $\beta$  katsayısının biliniyor olmasıdır.

Kabarcık çapı ve konaklama katsayısı genellikle çok iyi bilinmemektedir, bu nedenle katsayının deneysel verilere uygun şekilde ayarlanması gerekmektedir. Varsayılan olarak hem buharlaşma hem de yoğuşma durumu için katsayı 0.1 olmakta ve bununla birlikte pratikte bu katsayı 1000'e kadar yüksek değer alabilmektedir.

### 3.8 Türbülanslı Akışın Genel Modellenmesi

Türbülanslı akışların modellenmesinde genellikle spektral ve istatistiksel metodlar kullanılmaktadır. Burada, istatistiki yaklaşım ile türbülanslı akış denklemlerinin ve buna bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri için çözülen denklemlerin elde edilmesi gösterilmiştir.

#### 3.8.1 İstatistiksel yaklaşım

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

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \left( \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.42)$$

Benzer şekilde, sıkıştırılamaz akış için kütle korunumu denklemi de tensörel olarak denklem 3.43'de gösterildiği gibi yazılmaktadır.

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

Türbülanslı akışın doğası nedeniyle, akışa ait değerler ortalama ve salınım değerlerinin toplamı olarak ifade edilebilmektedir. Bu yöntemle akış değişkenlerini iki bileşene ayırma işlemine Reynolds bileşenlerine ayırma yöntemi denilmektedir. Kütle korunumu ve Navier-Stokes denklemlerine Reynolds bileşenlerine ayırma yönteminin uygulanması ile denklem 3.47'de gösterilmekte olan Reynolds ortalamalı Navier Stokes

(RANS) denklemi elde edilir.

Hız bileşenleri ve genel olarak diğer skaler büyüklükler için Reynolds bileşenlerine ayırma yöntemi denklem 3.44 ve 3.45’de gösterilmiştir.

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.44)$$

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (3.45)$$

Burada;  $\bar{u}_i$  ve  $u_i'$  sırasıyla ortalama ve salınımlı hız bileşenlerini ifade etmektedir ( $i = 1, 2, 3$ ). Ayrıca,  $\varphi$  sembolü ise basınç, enerji ve kütle konsantrasyonu gibi skaler büyüklükleri göstermektedir.

Denklem 3.44 ve 3.45’teki ifadelerin zamana bağlı (time-average) veya topluluk ortalamasını (ensemble-average) almak, ortalama değerli Navier-Stokes denklemlerini verir. Bu esnada, anlık değişkenin ortalama bileşeninin üzerindeki çizgi düşer ve salınımlı bileşen yok olur. Elde edilen bu momentum denklemi kartezyen tensör formunda aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (3.47)$$

Tekrarlarsak, denklem 3.47, Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri olarak adlandırılmaktadır. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri, hızlar ve diğer çözüm değişkenleri ile birlikte artık ortalama değerleri gösterirken genel olarak diğer denklemler ile aynı formda olmaktadır. Bununla beraber bu denklemlerin (RANS) eldesinden ekstra terimler gelmekte ve bu terimler elimizdeki denklem sayısı ile çözülememektedir, yani elimizde bilinmeyen sayısı kadar denklem bulunmamakta ve bu duruma da kapama problemi denilmektedir. Burada elde edilen fazladan terim Reynolds gerilmesi adını almaktadır ve RANS denkleminin çözülebilmesi için modellenmesi gerekmektedir. Bununla beraber modelleme yapılmaksızın orijinal Navier-Stokes denklemleri doğrudan sayısal çözümleme (DNS) tekniği kullanılarak çözülebilir. Doğrudan sayısal çözümleme tekniği, türbülanslı akış içerisindeki en küçük ölçeği



de (Kolmogorov ölçeği) kapsamı gerekliliği nedeniyle çok küçük boyutta çözüm elemanını gerektirmekte ve bundan dolayı da çok yüksek miktarda çözüm elemanı sayısını beraberinde getirmektedir. Bunlardan dolayı DNS tekniği genellikle türbülans modelleme çalışmaları yapılırken model doğrulama amaçlı olarak kullanılmakta ve akışın gerçek yapısını gözler önüne sermektedir. Eşitlik 3.48'de Reynolds gerilmesi gösterilmektedir. Momentum denklemiyle beraber, enerjinin korunumu ve türler denkleminde de türbülanslı transport büyüklükleri gelmektedir. Bunlar türbülanslı ısı akışı ve türbülanslı kütle akışı gibi büyüklüklerdir.

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3.48)$$

Navier-Stokes denklemlerinin ortalaması alındıktan sonra Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini elde ediyoruz, bunu yaparken, yeni elde edilen denklemde ek terimlerin geldiği görülmektedir. Bu ek terimleri çözebilmek için uygulanan mevcut modeller ikiye ayrılmaktadır:

- Girdap Viskozitesi (eddy viscosity) yaklaşımına dayanan birinci dereceden modeller.
- Reynolds gerilmeleri için de transport denklemlerinin çözüldüğü ikinci dereceden modeller.

Birinci dereceden türbülans modelleri ise sıfır-denklemler, bir-denklemler ve iki denklemler olarak kısaca sınıflandırılabilir.

Bunların dışında türbülansın hangi ölçekte (akış geometrisi ve Kolmogorov ölçeği tarafından belirlenir) modelleneceğine bağlı olarak pek çok çözüm ve modelleme yaklaşımı vardır. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde Reynolds gerilmelerinin modellenmesi ile çözüm elde edilmektedir. Bu durum ise türbülanslı akışın yapısını görmek açısından arzulanan bir sonuç vermemektedir. RANS temelli türbülans modelleri (sıfır-denklemler, bir-denklemler ve iki-denklemler), türbülanslı akışın detaylarını çözmeyen modeller olmakla beraber pek çok mühendislik uygulaması için günümüz bilgisayar teknolojisinde en hızlı ve en doğru çözüm yöntemi olmaktadır. Bahsedilen bu RANS temelli modeller arasında genel olarak çözümü kolay olan ve yine genel olarak bakıldığında daha doğru sonuçlar veren iki denklemler modelleridir. Reynolds gerilmeleri için transport denklemlerinin çözüldüğü ikinci dereceden türbülans modeli ise Reynolds Stress Modeli olmakla birlikte, yedi denklemlidir. Reynolds Stress Modeli (RSM) daha doğru sonuçlar verse de modeldeki katsayıların doğru bir

şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bu katsayılar da genel olarak deneysel tespit gerektiren katsayılar olduğundan çözümü zorlaştırmaktadırlar.

### 3.9 İki Denklemliler Modeller

İki denklemliler türbülans modelleri genel olarak girdap-viskozitesi yaklaşımı kullanılarak geliştirilmiştir. Çalışmada kullanılacak olan modeller,  $k - \varepsilon$  (standart, RNG ve Realizable) ile  $k - \omega$  (standart, BSL ve SST) modelleridir.

#### 3.9.1 Standart k-e türbülans modeli

İki denklemliler türbülans modelleri, iki ayrı transport denklemini çözerek, türbülanslı bir uzunluk ve zaman ölçeğinin her ikisinin de belirlenmesini sağlar. Standart model, bu model sınıfına girip, Launder ve Spalding (1972) tarafından önerildiğinden buyana mühendislik hesaplamalarının genelinde kullanılır hale gelmiştir. Yarı ampirik bir model olmakla beraber model denklemlerinin çıkarılması fenomenolojik düşüncelere ve ampirizme dayanmaktadır.

Standart model, türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ) ve bunun dağılım hızı ( $\varepsilon$ ) için modellenen transport denklemlerine dayanan bir modeldir (Launder ve Spalding, 1972). Modellenen transport denklemleri,  $k$  için tam denklemden türetilirken,  $\varepsilon$  için modellenen transport denklemleri fiziksel muhakeme kullanılarak elde edilmiştir ve matematiksel olarak kesin karşılığı ile benzerlik göstermemektedir.

$k - \varepsilon$  modeli'nin türetilmesinde akışın tamamen türbülanslı ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebilir olduğu varsayımı vardır. Standart model bu nedenle yalnızca tamamen türbülanslı akışlar için geçerlidir.

Standart modelin güçlü ve zayıf yönleri ortaya çıktıkça performansını artırmak için değişiklikler yapılmıştır. Bu değişiklikler sonucu ortaya çıkan değiştirilmiş modellerden ikisi ANSYS Fluent HAD yazılımı içerisinde mevcuttur. Bunlardan bir tanesi RNG  $k - \varepsilon$  modeli olmaktadır (Yakhot ve Orszag, 1986). Diğerisi ise Realizable  $k - \varepsilon$  modeli olmaktadır (Shih ve diğ., 1995). Standart model için transport denklemleri aşağıda yazılmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.50)$$

Denklem 3.49'dan türbülansın kinetik enerjisi, denklem 3.50'den ise türbülans kinetik enerjisinin yayılımı elde edilmektedir.

Bu eşitliklerde,  $G_k$  ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil etmektedir.  $C_{1\varepsilon}$  ve  $C_{2\varepsilon}$  sabitler olmakla beraber  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  için türbülanslı Prandtl sayısını temsil etmektedir. Denklem 3.49 ve 3.50'nin çözülmesiyle türbülanslı viskozite (girdap-viskozitesi) aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.51)$$

Burada;  $C_\mu$  bir sabit olmaktadır. Türbülanslı viskozite ifadesi moleküler viskozite ile karıştırılmamalıdır. Girdap-Viskozitesi (eddy viscosity) konsepti gereğince türbülanslı viskozite akışkanın değil, akışın bir özelliği olmaktadır.

Standart modelde tanımlanmış olan sabitlerin değerleri aşağıda gösterilmiştir.

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Bu değerler; sınır tabaka akışları, karışım tabakalı akışlar (mixing-layer flows) ve jet akışları gibi sıkça karşılaşılan sürtünmeli akışlar ile birlikte zayıflayan izotropik türbülans gibi temel türbülanslı akışlar için yapılan deneylerden belirlenmiştir. Yapılan çalışmaların sonunda, çok sayıda duvara bağlı (wall-bounded) ve serbest kayma (free-shear) akışı için, oldukça iyi çalıştığı bulunmuştur.

### 3.9.2 RNG k-ε türbülans modeli

RNG  $k - \varepsilon$  modeli, renormalizasyon grubu (ReNormalization Group) teorisi denilen istatistiksel bir teknik kullanılarak elde edilmiştir. Standart  $k - \varepsilon$  modeline benzemekte, ancak aşağıdaki düzeltmeleri içermektedir:

RNG modelinin,  $\varepsilon$  denkleminde, yüksek hız gradyeni barındıran akışların doğruluğunu artıran ek bir terimi bulunmaktadır.

Kitlesel dönme hareketinin türbülans üzerindeki etkisi, rotasyonel akışlar için doğruluğu artıran RNG modeline dahil edilmiştir.

RNG teorisi, türbülanslı Prandtl sayıları için analitik bir formül sağlarken, standart  $k - \varepsilon$  modeli kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerleri kullanmaktadır.

Standart  $k - \varepsilon$  modeli yüksek Reynolds sayılı akışlar için kullanılan bir model olsa da, RNG teorisi düşük Reynolds sayısı etkilerini hesaba katan etkin viskozite değeri için analitik olarak türetilmiş bir diferansiyel formülasyon sunmaktadır. Bununla birlikte, bu özelliğin etkili kullanımı, duvara yakın bölgenin uygun bir şekilde modellenmesine bağlıdır. Bu özellikler, RNG modelini standart  $k - \varepsilon$  modelinden daha geniş bir akış sınıfı için daha doğru ve güvenilir kılmaktadır.

RNG modeli için transport denklemleri aşağıda yazılmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.53)$$

Burada,  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$  değerleri,  $k$  ve  $\varepsilon$  için sırasıyla etkin prandtl sayılarının tersi olmaktadır. RNG modelinde türbülanslı viskozite aşağıda gösterildiği gibi modellenmiştir.

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.54)$$

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad , \quad C_v \approx 100$$

Denklem 3.54, etkin türbülanslı transportun, etkin Reynolds sayısına (veya girdap ölçeğine) göre nasıl değiştiğine dair doğru bir tanım elde etmek için entegre edilmiştir;

Denklem 3.54, yüksek Reynolds sayısının limit değerinde denklem 3.51'i vermektedir. Bu nedenle, türbülanslı viskoziteyi yüksek Reynolds sayılarında standart model ile aynı şekilde hesaplamakta olduğu söylenebilmektedir. Burada,  $C_\mu = 0.0845$  değerini almaktadır ve standart model değeriyle birbirine benzemektedir.

Genel olarak türbülans, ortalama akıştaki rotasyon veya girdaptan etkilenir. ANSYS Fluent ticari HAD yazılımı içindeki RNG modeli, türbülans viskozitesini uygun şekilde değiştirerek girdap veya dönmenin etkilerini hesaba katan bir seçenek sunar. Yapılmış olan değişiklik aşağıdaki fonksiyonel formu alır: Burada;  $\mu_{t0}$ , denklem 3.54 veya

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (3.55)$$

denklem 3.55 kullanılarak girdap modifikasyonu ol madan hesaplanan türbülans viskozitesinin değeridir.  $\Omega$ , ANSYS Fluent ticari HAD yazılımı içinde değerlendirilen karakteristik bir girdap sayısıdır ve  $\alpha_s$ , akışın girdap baskın veya sadece hafifçe rotasyonel olup olmadığına bağlı olarak farklı değerler alan bir girdap sabitidir. Düşük seviyede dönme etkisi görülen akışlar için  $\alpha_s$ , 0.07 olarak alınır. Aksine yüksek seviye dönme hareketi içeren akışlar için daha yüksek bir değer

kullanılabilir. Efektif prandtl sayılarının tersi ise aşağıdaki eşitlikte görüldüğü gibi hesaplanmıştır.

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.56)$$

Burada,  $\alpha_0$ , 1 değerini alır. Yüksek Reynolds sayısı sınırında ( $\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$ ) ise  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$  değerini almaktadırlar.

Kinetik enerjinin yayılımı ( $\varepsilon$ ) denklemi içerisindeki ilave  $R_\varepsilon$  terimi ise aşağıda gösterilmiştir.

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.57)$$

Bu denklemde;  $\eta \equiv Sk / \varepsilon$ ,  $\eta_0 = 4.38$  ve  $\beta = 0.012$  olmaktadır. Denklem 3.57, denklem 3.53'de yerine koyulup yeniden düzenlendiğinde ise aşağıda gösterilen denklem 3.58 elde edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.58)$$

Burada elde edilmiş olan yeni  $C_{2\varepsilon}$  katsayısı aşağıda görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.59)$$

RNG modelinde  $\eta < \eta_0$  halini aldığı bölgelerde, R terimi denkleme pozitif yönde

katkı yapmaktadır. Tam tersi halin mevcut olduğu bölgelerde ise aksine R teriminin kinetik enerjinin yayılımında negatif etkisi olmaktadır. Bu durumda yüksek gerinme oranları- nın gerçekleşmesi durumunda,  $\eta > \eta_0$  halinde, kinetik enerjinin yayılımı denkleminde azaltıcı etki yapmakla beraber  $C_{2\varepsilon}$  katsayısı denklem 3.59'daki katsayı- dan düşük değer vermektedir. Buradaki karşılaştırma standart model ile yapılmaktadır. Bahse konu etkiler RNG modeli için standart model ile arasındaki en önemli ayrım noktası olmaktadır. Sonuç itibariyle, hızlıca, ani bir şekilde kayma gerilmesinin vuku bulunduğu akışlarda RNG modeli, standart modele göre daha düşük türbülanslı viskozite değeri- ri elde etmektedir.

### 3.9.3 Realizable k-ε türbülans modeli

“Realizable”  $k - \varepsilon$  türbülans modelini standart  $k - \varepsilon$  modelinden ayıran iki önemli faktör bulunmaktadır. Bunlar; türbülanslı viskozite ifadesinin standart modele göre farklı bir şekilde tanımlanmış olması ve türbülans kinetik enerjisinin yayılımı denkleminin ( $\varepsilon$ ), RMS ortalamalı vortisite salınım transport denklemlerinden türetilmesiyle elde edilmiş olmasıdır. Realizable (Gerçekleştirilebilir) kelimesi, bu modelin türbülanslı akışların fiziği ile uygun bir şekilde Reynolds gerilmelerinde mevcut bulunan belirli matematiksel sınırlamaların sağlandığını ifade etmektedir. Söz konusu olan türbülanslı akış fiziğine olan bu uyumluluk Standart ve RNG modelinde gerçekleştirilememektedir.

Girdap viskozitesi bağıntısı ve Boussinesq yaklaşımı ile denklem 3.59 ve 3.51 beraber değerlendirildiğinde, denklem 3.60'da gösterilen sıkıştırılmaz akış için normal Reynolds gerilmesi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.60)$$

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3} k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.61)$$

Denklem 3.60 ile elde edilen ve tanımı gereği pozitif değer alması gereken normal Reynolds gerilmesi, denklem 3.61'deki şartlar oluştuğunda negatif değer almaktadır. Denklem 3.61'de yeterince yüksek miktardaki gerinme oranı sağlandığında normal Reynolds gerilmesinin negatif değeri alması gerçekte olamayacak bir sonuçtur.

RNG ve Realizable  $k - \varepsilon$  türbülans modellerinin standart modelden karşılaşılan en

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (3.62)$$

önemli üstünlüğü, standart modele göre önemli farklılıkları olmasına müteakiben, özellikle Reazliable modelinin akış ayrılması ve karmaşık ikincil akışların bulunduğu akış şartlarında diğer iki modele göre en iyi sonuçları verdiği görülmüş olmasıdır.

Standart  $k - \varepsilon$  modelinin veya diğer geleneksel  $k - \varepsilon$  modellerinin zayıf yanlarından biri, yayılım oranı/hızı ( $\varepsilon$ ) denkleminde ileri gelmektedir. Yuvarlak jet akışlarında, literatürde özellikle aksel simetrik jetler için yayılma hızının öngörülmesinin son derece zayıf olduğu sonucunun ana sebebinin modellenen yayılım ( $\varepsilon$ ) eşitliği dolayısıyla gerçekleştiği kabul edilmektedir. Tanıtılan modelde, türbülans kinetik enerjisi ve yayılımının modellenmesi aşağıda denklem 3.63 ve 3.64'te gösterilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (3.64)$$

Bu denklemlerde,  $C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$ ,  $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$ ,  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  ayrıca  $G_k$ , ortalama akışın hız gradyanları dolayısıyla türbülans kinetik enerjisi üretimini,  $C_2$  sabit bir değeri ve  $\sigma_k$  ile  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve yayılımı için Prandtl sayılarını ifade etmektedir.

Türbülanslı viskozitenin modellenmesi ise diğer  $k - \varepsilon$  modellerinde olduğu gibi denklem 3.51'de belirtildiği gibi yapılmıştır. Burada,

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.65)$$

artık bir sabit olmamakla beraber,

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (3.66)$$

$$\Omega_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad \text{ve} \quad \overline{\Omega_{ij}} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$$

olmakla birlikte,  $\overline{\Omega_{ij}}$ , bir hareketli koordinat sisteminde ortalama rotasyon tensörünü,  $\omega_k$  ise açısal hızı ifade etmektedir. Model sabitleri ise aşağıda gösterilmiştir.

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6 \cos \varphi} \quad (3.67)$$

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3}, \quad S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2$$

Denklem 3.65'ten 3.67'ye kadar olan eşitliklerden görüldüğü üzere,  $C_\mu$  artık ortalama gerinme ve rotasyon oranları, rotasyon hızı ve türbülans kinetik enerjisi ile türbülans kinetik enerjisinin yayılımının bir fonksiyonu olmaktadır.

Bütün  $k - \varepsilon$  türbülans modelleri için türbülans kinetik enerjisinin üretimi ve taşınımı ile kütle transferi modellemesi denklem 3.68'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right) \quad (3.68)$$

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

Bu denklemlerde,  $E$  toplam enerjiyi,  $k_{eff}$  etkin ısı iletim katsayısını ve  $(\tau_{ij})_{eff}$  ise viskoz etkilerden dolayı ısınma etkilerini temsil etmektedirler.

Tez çalışmasında bütün denklemler sabit yoğunluk,  $\rho$ , için çözülmüş ve viskoz ısınma etkileri denklemlere dahil edilmemiştir. Dolayısıyla sıkıştırılamaz akış çözümü yapılmış, bünye kuvvetleri ve viskoz ısınma etkileri tamamen ihmal edilmiştir. Etkin ısı iletim katsayısı,  $k_{eff}$ , ise Standart ve Realizable türbülans modelleri için denklem 3.69'da, RNG türbülans modelinde ise denklem 3.70'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.69)$$

$$k_{eff} = \alpha c_p \mu_{eff} \quad (3.70)$$



Burada,  $\alpha$  denklem 3.56'dan hesaplanmıştır.

### 3.9.4 Standart $k-\omega$ türbülans modeli

Çalışmada kullanılan standart  $k-\omega$  modeli, düşük Reynolds sayısındaki akışlardan kaynaklanan etkileri ve sıkıştırılabilirlik etkileri ile birlikte sürtünmeli akışın momentumla transferi için modifikasyonlar içeren Wilcox modeline dayanmaktadır (Wilcox, 1988). Wilcox (1988), tarafından yeniden çalışılan standart modelin problemleri noktasından bir tanesi, çözümlerin sınır tabaka dışarısındaki şartlara olan yüksek bağımlılığıdır. Kullanılan ticari HAD çözücüsünde bu bağımlılık azaltılmış olsa dahi özellikle serbest viskoz akışları üzerinde çözüm belirgin bir etkiye sahip olabilmektedir (Menter, 2009).

Standart model, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik özgül enerjisi yayılım oranını ifade eden transport denklemlerini temel alan ampirik bir model üzerine geliştirilmiştir.

Standart model için türbülans kinetik enerjisi ve özgül kinetik enerjinin dağılım hızını ifade eden transport denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.71)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (3.72)$$

Denklemlerde,  $G_k$  ortalama hız gradyanı nedeniyle üretilen kinetik enerjiyi,  $G_\omega$  ise  $\omega$ 'nin üretimini temsil etmektedir.  $\Gamma_k$ , türbülans kinetik enerjisinin,  $k$ ,  $\Gamma_\omega$  ise özgül kinetik enerji dağılımının,  $\omega$ , efektif yayılma oranını ifade etmektedir.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  ise  $k$  ve  $\omega$  değişkenlerinin türbülans ile dağılım miktarlarını göstermektedirler.

Modelde efektif yayılım katsayılarının hesaplanması ise aşağıda denklem 3.74 ve 3.74'te verilmiştir.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.73)$$

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.74)$$

Burada,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve özgül yayılım oranı için türbülanslı Prandtl sayılarını temsil etmektedir. Türbülanslı viskozitenin hesaplanması ise aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.

Söz konusu türbülans modelinde düşük Reynolds sayısına sahip akışlar için düzeltme uygulaması ise aşağıdaki gibi yapılmıştır. Aşağıda verilen düzeltme denkleminde  $\alpha^*$  ifadesi düşük Reynolds sayısı nedeniyle ortaya çıkan türbülanslı viskoziteyi sönümlenme katsayısı olarak adlandırılmaktadır. Yüksek Reynolds sayısına sahip akışlarda düzeltme katsayısı, hesaplanan türbülans viskozitesine müdahale edilmediği anlamına gelen “1” değerini almaktadır ( $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$ ). Bu vesileyle yüksek Reynolds sayılı akışlarda, türbülanslı viskozite üzerinde herhangi bir sönümlenme yapılmamaktadır. Aşağıdaki denklemlerde sönümlenme katsayısı ve dolayısıyla düşük Reynolds sayısı düzeltmesi için kullanılan ifade açıklanmaktadır.

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left( \frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (3.75)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.76)$$

$$R_k = 6 \quad (3.77)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (3.78)$$

$$\beta_i = 0.072 \quad (3.79)$$

Türbülans kinetik enerjisi üretimi ise Boussinesq yaklaşımı ile aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.80)$$

Burada,  $S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  ise ortalama gerinim oranı tensörü olmaktadır.

Özgül türbülans kinetik enerjisi yayılımının üretimi ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.81)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (3.82)$$

Burada,  $R_\omega = 2.95$  olmakla beraber diğer değişkenlerin değerleri ise denklem 3.75 ve 3.76'de verilmiştir.

$k$  ve  $\omega$  dağılımı için kullanılmış olan eşitlikler aşağıda ifade edilmektedir.

$k$ 'nın dağılımı için,

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (3.83)$$

$$f_{\beta^*} = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & x_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680x_k^2}{1 + 400x_k^2} & x_k > 0 \end{array} \right\} \quad (3.84)$$

$$x_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.85)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (3.86)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left( \frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right) \quad (3.87)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad (3.88)$$

$$R_\beta = 8 \quad (3.89)$$

$$\beta_\infty^* = 0.09 \quad (3.90)$$

$\omega$ 'nın dağılımı için,

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (3.91)$$

$$f_\beta = \frac{1 + 70x_\omega}{1 + 80x_\omega} \quad (3.92)$$

$$x_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right| \quad (3.93)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.94)$$

$$\beta = \beta_i \left[ 1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_i) \right] \quad (3.95)$$

Burada, yüksek Reynolds sayıları akışlarda  $\beta_i^* = \beta_\infty^*$  ve sıkıştırılmaz akışlarda ise  $\beta^* = \beta_i^*$  halini almaktadır.

Model sabitleri ise aşağıda verildiği haliyle alınmıştır.

$$\alpha_\infty^* = 1, \quad \alpha_\infty = 0.52, \quad \alpha_0 = 1/9, \quad \beta_\infty^* = 0.09, \quad \beta_i = 0.072, \quad R_\beta = 8, \\ R_k = 6, \quad R_\omega = 2,95, \quad \zeta^* = 1.5, \quad M_{t0} = 0.25, \quad \sigma_k = 2.0, \quad \sigma_\omega = 2.0,$$

### 3.9.5 Baseline (BSL) $k-\omega$ türbülans modeli

Standart modeldeki ana problemin çözümün serbest akım koşullarına karşı olan hassasiyeti olduğu bilinmektedir. Baseline  $k-\varepsilon$  modeli, standart modelin sınır tabaka içerisindeki sağlam formülasyonunun, sınır tabaka dışarısındaki serbest akışa olan bağımsızlığını gidermek amacıyla Menter (1994), tarafından geliştirilmiştir. Bu modelde, sınır tabaka dışarısındaki akışa bağımsızlığı bilinen  $k-\varepsilon$  modeli ile standart modelin sentezlenmesine çalışılmıştır. Bu amaçla  $k-\varepsilon$  modeli,  $k-\omega$  modeline dönüştürülmüştür ve bir kaç iyileştirme dışında standart  $k-\omega$  modeli ile benzer olmaktadır.

Model için bahsi geçen iyileştirmeler ise şöyle sıralanabilir; bu modelde duvarın hemen yakınında bir fonksiyon tanımlanmıştır. Bu fonksiyon, iki farklı bölge için olmak üzere standart  $k-\omega$  modelini ve dönüştürülmüş  $k-\varepsilon$  modelini çalıştırmaktadır. Bununla beraber, denklemlerdeki katsayıların değerleri farklı olmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.96)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (3.97)$$

Denklemlerde,  $G_k$  ortalama hız gradyanı nedeniyle üretilen kinetik enerjiyi,  $G_\omega$  ise  $\omega$ 'nin üretimini temsil etmektedir.  $\Gamma_k$ , türbülans kinetik enerjisinin ( $k$ ),  $\Gamma_\omega$  ise kinetik enerji özgül dağılımının ( $\omega$ ) etkin yayılma oranını ifade etmektedir.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$

ise  $k$  ve  $\omega$  değişkenlerinin türbülans ile dağılım miktarlarını göstermektedirler. Denklem 3.96 ve 3.97'nin çapraz yayılım ( $D_\omega$ ) terimi dışında standart model ile benzer olduğu görölmektedir. Çapraz yayılım terimi yukarıda bahsedilen iki modelin birleştirilmesi için eklenen terimi ifade etmektedir.

Efektif dağılım değişkenlerinin modellenmesi; türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi dağılım oranı için sırasıyla aşağıda gösterildiği gibi yapılmıştır.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.98)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.99)$$

Burada;  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve özgül dağılma oranı için türbülanslı Prandtl sayılarını temsil etmektedir. Türbülanslı viskozitenin hesaplanması ise aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (3.100)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (3.101)$$

Karışım fonksiyonu,  $F_1$ , ise aşağıda tanımlanmıştır.

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.102)$$

$$\phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (3.103)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.104)$$

Burada,  $y$ , bir sonraki yüzeye olan uzaklığını,  $D_\omega^+$  ise çapraz-dağılım teriminin pozitif kısmını ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerjisinin üretimini ifade eden eşitlik standart modelde verilen eşitlik ile aynı olmaktadır. Türbülanslı kinetik enerjinin dağılma oranını veren ifade ise denklem 3.104'te gösterilmiştir.

$$\sigma_{\omega} = \frac{\alpha\alpha^*}{v_t} G_k \quad (3.105)$$

Standart modelle arasındaki fark denklem 3.104 olmakla beraber,  $\alpha_0$  katsayısı da farklı hesaplanmıştır.

$$\alpha_0 = F_1\alpha_{\infty,1} + (1-F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (3.106)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.107)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.108)$$

olmakla birlikte,  $\kappa = 0.41$  'dir.  $k$  ve  $\omega$  'nın türbülans etkisiyle dağılımının belirlenmesi amacıyla kullanılmış olan eşitlikler aşağıda ifade edilmektedir.

$k$ , için standart modeldekine benzer olarak aşağıda ki denklem kullanılmıştır.

$$Y_k = \rho\beta^* k\omega \quad (3.109)$$

$\omega$ , için ise,

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2 \quad (3.110)$$

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1-F_1)\beta_{i,2} \quad (3.111)$$

denklemleri kullanılmıştır ve burada Standart model ile BSL modeli arasındaki fark  $\beta_i$  ve  $f_{\beta}$  fonksiyonlarının ele alınış biçimi olmaktadır. Standart modelde  $\beta_i = 0.072$  olarak sabit alınmış ve  $f_{\beta}$  ise denklem 3.92'de ele alınmıştır. BSL modelinde  $f_{\beta} = 1$  olarak sabit alınmış ve  $\beta_i$  ise denklem 3.111'deki fonksiyon aracılığı ile hesaplanmıştır.

Çapraz-dağılım terimi,  $D_{\omega}$ , ise denklem 3.112'deki gibi tanımlanmıştır.

$$D_{\omega} = 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.112)$$

Model sabitleri aşağıda gösterildiği gibi kullanılmıştır. BSL modelinde kullanılan aşağıda belirtilmemiş olan diğer bütün sabitler standart modelden alınmıştır.

$$\sigma_{k,1} = 2.0, \quad \sigma_{\omega,1} = 2.0, \quad \sigma_{k,2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168,$$

$$\beta_{i,1} = 0.075, \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

### 3.9.6 SST k- $\omega$ türbülans modeli

SST modeli, bir önceki bölümde anlatılmış olan BSL modelinin bütün yeteneklerine sahiptir ve bunlara ek olarak, türbülanslı viskozitenin tanımında, türbülanslı kayma gerilmesinin transferini barındırmaktadır. BSL  $k-\omega$  türbülans modeline yapılan bu müdahale SST modelini çok geniş skaladaki türbülanslı akışlar için uygulanabilir hale getirmiştir. Bu akışlar ise ters basınç gradyanına sahip akışlar olarak tanımlanabilmekte ve kanat akışları ile ses ötesi şok dalgaları uygulamalarında kullanım alanı bulabilmiştir.

SST modelinde türbülanslı viskozite, denklem 3.113'de verildiği gibi modellenmiştir.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.113)$$

Burada;  $S$  gerinme oranı büyüklüğü olmakla beraber,  $\alpha^*$  katsayısı ise denklem 3.75'te verilmiştir.

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (3.114)$$

$$\phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.115)$$

Burada;  $y$ , karşı yüzeye olan mesafe olmaktadır.

Model sabitleri aşağıda gösterildiği gibi kullanılmıştır. SST modelinde kullanılan aşağıda belirtilmemiş olan diğer bütün sabitler standart modelden alınmıştır.

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2.0, \quad \sigma_{k,2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168,$$

$$a_1 = 0.31, \quad \beta_{i,1} = 0.075, \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

### 3.10 Çok fazlı akış modellerinde türbülans modellerinin kullanılması

Tez çalışması kapsamındaki çok fazlı akışlarda türbülans modellemesi iki farklı yöntem ile ele alınmaktadır. Bunlar; çok fazlı akışı bir bütün olarak ele alan, karışım için türbülanslı akıştaki transport eşitliklerinin çözümü ve çok fazlı akışın her bileşeni için türbülanslı transport denklemlerinin ayrı ayrı çözümü olmaktadır.

Çok fazlı akışın bir karışım olarak ele alındığı durumda, türbülanslı taşınım denklemlerinde karışımın özellikleri belirlenirken, her fazın karışım özellikleri ve hızları kullanılmaktadır. Standart  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin bu yöntemle uygulanması için kullanılacak olan transport denklemleri ve karışımın yoğunluğu,  $\rho_m$ , moleküler viskozitesi,  $\mu_m$ , ve hız,  $\vec{v}_m$ , gibi özellikleri sırasıyla aşağıda gösterilen denklemlerden elde edilmiştir. Standart  $k - \varepsilon$  türbülans modeli için verilen bu eşitlikler,  $k - \omega$  türbülans modeli için de geçerli olmaktadır.

Türbülans kinetik enerjisi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m k) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left( \left( \mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m k \quad (3.116)$$

Türbülans kinetik enerjisinin dağılımı;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left( \left( \mu_\varepsilon + \frac{\mu_{t,\varepsilon}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_{k,m} - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon) \quad (3.117)$$

$$\rho_m = \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \quad (3.118)$$

$$\mu_m = \sum_{i=1}^n \alpha_i \mu_i \quad (3.119)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \vec{v}_i}{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i} \quad (3.120)$$

Bu denklemlerde;  $\alpha_i$ ,  $\rho_i$ ,  $\mu_i$  ve  $\vec{v}_i$  sırasıyla karışımın her bir bileşeni için hacimsel oran, yoğunluk, moleküler viskozite ve hızı tanımlamaktadır. Bahsedildiği üzere, ikinci bir yol olan karışımdaki her bir faz için transport denklemleri çözülmek istendiğinde, denklem 3.116'dan, denklem 3.120'ye kadar olan denklemler her bir faz için hesaplanacak ve çözüm süresinde belirgin bir artış meydana gelecektir.

Çok fazlı karışım için türbülanslı viskozite ve türbülans kinetik enerjisi üretimi terimi aşağıdaki denklemlerde sırasıyla gösterilmektedir.

$$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.121)$$

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} (\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T) : \nabla \vec{v}_m \quad (3.122)$$



Çok fazlı akış içerisindeki her bir bileşenin türbülanslı viskozitesi ise denklem 3.123'te verilmiştir.

$$\mu_{t,i} = \frac{\rho_i}{\rho_m} \mu_{t,m} \quad (3.123)$$





## 4. BUHARLAŞTIRICI ÜZERİNDE YOĞUŞMANIN ANALİTİK MODELİ

### 4.1 Problemin Tanımı

Tez çalışmasında üzerinde durulan model, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminin bir parçası olan buharlaştırıcı cihazıdır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimlerinde devrede dolaşan soğutucu akışkana enerji bir kompresör vasıtası ile verilmektedir. Kompresör girişinde istenen şart, soğutucu akışkanın tamamen gaz halinde olmasıdır. Bunun nedeni, hem soğutma performansının düşmemesi hem de kompresörde mekanik arızaya sebebiyet vermemesidir. Soğutma çevriminde kompresörden çıkan buhar fazında ve yüksek basınçta soğutucu akışkan yoğuşturucuya girer. Dış ortamla yoğuşturucu arasındaki mevcut sıcaklık farkı dolayısıyla yoğuşturucuya giren buhar fazındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkan, boru yüzeyiyle dış ortam arasında iletimle ve taşınım ile meydana gelen ısı geçişi nedeniyle enerjisini kaybeder ve soğumaya başlar. Bu soğuma esnasında yoğuşturucuya giren gaz halindeki soğutucu akışkan doyma sıcaklığına eriştiğinde faz değiştirmeye ve yoğuşmaya başlar. Soğutucu akışkan, yoğuşturucu boru devresine gaz fazında girer. Bunu takiben sıvı ve gaz fazı olarak iki fazlı olarak devam eder ve çıkışa yaklaşıldığında da sıvı fazında olacaktır. Dolayısıyla soğutucu akışkan yoğuşturucuya yüksek sıcaklıkta, yüksek basınçta ve gaz fazında girip, nispeten düşük sıcaklık ve yüksek basınçta sıvı fazında terk eder.

Bu süreçte boru içerisindeki akışa ve akışkana ait parametreler üç farklı halde incelenmek durumundadır. Boru devresi içerisindeki ısıl ve hidrodinamik parametreler, gaz fazındaki, iki fazlı ve sıvı fazındaki akışkan olarak ayrı ayrı incelenir. Bir yoğuşturucu tasarımını yapabilmemiz için bilmemiz gerekenler, soğutucu akışkan ve hava tarafındaki akış esnasında meydana gelen toplam basınç kaybı ve ısı geçişi katsayısı değerleridir. Bu değerlerin, akışkanın her bir fazı için ayrı ayrı incelenmesi gerekmektedir.

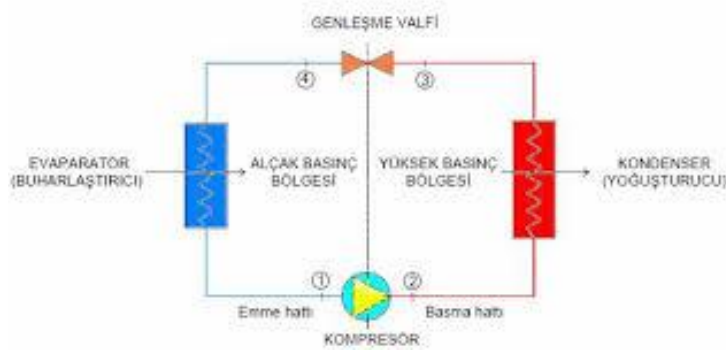
Söz konusu akış fiziğinin çözümü literatürde yapılmış deneysel ve sayısal analizlerin sonucunda geliştirilen/derlenen korelasyonlarla yapılabilmektedir. Bu aşamada bir ısı değiştiricisi incelenirken soğutucu akışkan ve hava tarafı olarak ikiye ayrılarak analiz edilmektedir. Buharlaştırıcı analitik olarak modellenirken literatürde ve uygulamada

genel kabul görmüş korelasyonlar kullanılmıştır.

## 4.2 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

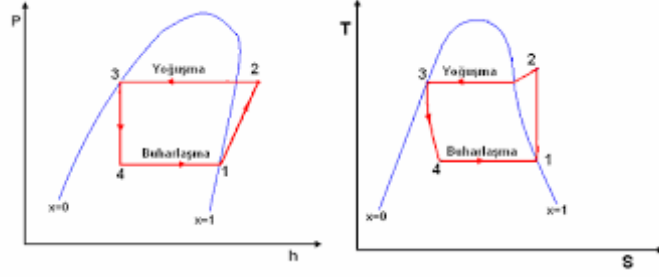
Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilip daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesine prosesine soğutma denilmektedir. Soğutma çevrimleri; buhar sıkıştırma, absorpsiyonlu ve hava genişmeli olarak üç ana başlık altında incelenebilir. Bu çalışmada ise buhar sıkıştırma ideal soğutma çevrimi kabulüyle buharlaştırıcı tasarımı yapılmıştır.

Yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçta, nispeten düşük sıcaklıkta ve sıvı halindeki soğutucu akışkan, basıncını düşürmek amacıyla bir genişleme vanasından geçer ve buharlaştırıcı girişine düşük basınçta, düşük sıcaklıkta sıvı olarak ulaşmış olur. Bu şartlarda yoğuşturucuya giren soğuk ve sıvı haldeki soğutucu akışkan buharlaştırıcıda daha yüksek sıcaklıktaki ortam havasına maruz kalarak ısınmaya, gaz fazına geçmeye başlar. Buharlaştırıcı soğutucu akışkan tarafındaki gerçekleşen proses, yoğuşturucuda meydana gelen sürecin tam tersi olmaktadır. Soğutucu akışkan tarafında ısınma ve sıvı halinden gaz haline geçiş gerçekleşirken, buharlaştırıcının hava tarafında belirli bir nem ve kuru termometre sıcaklığında olan nemli hava düşük yüzey sıcaklığındaki ısı değiştiriciye temas etmektedir. Bu temas esnasında, buharlaştırıcı üzerinden akmakta olan nemli hava, aynı şartlardaki doyma sıcaklığının altındaki bir sıcaklıktaki yüzeyle temas eder veya hacimsel olarak bu sıcaklığın altında soğur ise o yüzey ve/veya bölgede nemli hava içerisinde bulunan gaz halindeki su, faz değiştirerek yoğuşmaya başlar. Tipik bir tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimi için prensip şeması ile basınç-entalpi ve sıcaklık-entropi diyagramları sırasıyla şekil 4.1 ve 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Tek kademeli soğutma çevrimi prensip şeması.

İdeal soğutma çevriminde aşağıda sıralanan sistem bileşenlerinde ısı ve momentum



**Şekil 4.2 :** Tek kademeli ideal soğutma çevrimi için P-h ve T-s diyagramları.

transferinin adyabatik ve sabit basınç altında gerçekleştiği kabulü vardır. Bu sayede soğutma çevrimi hesapları yapılmaktadır.

- Emme hattındaki akışta basınç kaybı gerçekleşmemektedir.
- Emme hattında çevreden ısı geçişi gerçekleşmemektedir ve emme hattı boyunca sıcaklık artışı gerçekleşmemektedir.
- Emme vanasındaki akışta basınç kaybı gerçekleşmemektedir.
- Basma valfinde basınç kaybı gerçekleşmemektedir.
- Basma hattında çevreden ısı geçişi ve dolayısıyla sıcaklık artışı gerçekleşmemektedir.
- Basma hattındaki akışta basınç kaybı gerçekleşmemektedir.
- Yoğuşturucuda yoğuşma esnasında basınç düşümü gerçekleşmemektedir.
- Kısılma vanasında sürtünme nedeniyle entalpi değişimi gerçekleşmemektedir.
- Buharlaştırma esnasında sürtünme nedeniyle basınç kaybı gerçekleşmemektedir.

Bu kabuller sonucunda, soğutu akışkan ve hava tarafı için gerekli giriş-çıkış tasarım parametreleri bilinen bir buharlaştırıcı cihazının ısıl-hidrokinamik parametreleri ve yoğuşma değerleri analiz edilmiştir.

### 4.3 Soğutucu Akışkan

Soğutma endüstrisinin başlarında karbondioksit, hava, su, amonyak gibi maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Soğutma endüstrisi zamanla geliştikçe, çeşitli yöntemlerle elde edilen kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) ve hidrokarbonlar (HC) ısı transferi akışkanı olarak uygulanmaya başlamış ve ilk zamanlarda kullanılan maddelerin yerini almaya başlamıştır. Soğutucu akışkanlar, soğutma yapılması hedeflenen bölgeden ısıyı alarak dış ortama taşınım ve iletim yoluyla

transfer ederler. Bir soğutucu akışkanın genel itibariyle aşağıdaki özelliklere haiz olması beklenir.

- Buharlaşma basıncının pozitif olması istenmektedir.
- Yoğuşma basıncının düşük olması istenmektedir.
- Faz değiştirme, buharlaşma, gizli ısısının yüksek olması istenmektedir. Artan buharlaşma gizli ısısı, birim akışkan hacmi başına daha fazla ısı geçişi anlamına gelmektedir ve bundan dolayı buharlaşma gizli ısısı yüksek olan soğutucu akışkan, düşük olana göre bir sistem içerisinde daha az miktarda kullanılabilir.
- Genel olarak içinde bulunduğu malzemeyi olumsuz etkilememesi, korozif olmaması ve yağlama için kullanılan yağ bozucu etkiye sahip olmaması istenmektedir.
- Bir soğutucu akışkanın güvenli kullanım dolayısıyla, yanıcı, parlayıcı ve zehirli olmaması arzu edilmektedir.
- Isıl difüzyon özelliğinin yüksek olması istenmektedir.
- Donma noktası sıcaklığının düşük olması istenmektedir.
- Kritik nokta sıcaklığının yüksek olması istenmektedir.
- Yoğunluğunun yüksek olması istenmektedir.
- Düşük viskoziteye sahip olması gerekmektedir.

Yukarıda maddeler halinde listelenen özelliklere ilave olarak günümüz dünyasında çok önemli olan iki parametre daha bulunmaktadır. Bunlar aşağıda kısaca bahsedilecek olan çevresel etkiler olmaktadır.

#### **4.3.1 Ozon tabakasının aşınması**

Molina ve Rowland (1974), yılında CFC türü soğutucu akışkanların yüksek frekanslı mor ötesi ışık altında ozonu ayrıştırma yeteneğine sahip olduğunu kanıtlayan bir çalışma yayınlamıştır. Konu üzerinde ileriki yıllarda yapılan çalışmaların sonucuna dayanarak 1978 yılında Amerika Birleşik Devletleri'nde aerosol spreylerde CFC kullanımı yasaklanmıştır. Bununla beraber, klor içeren bir soğutucu akışkan bileşimi atmosfere bırakıldığında ozon tabakasının aşınmasına katkısının olup olmayacağı iki etkene bağlı olmaktadır ve bu etkenler; soğutucu akışkanın içerdiği klor miktarı ile bileşimin

kimyasal kararlılığı olmaktadır. Kararsız olan bileşikler stratosfere nüfuz etmeden önce atmosferde uzun bir süre kalmamaları nedeniyle zarar verme potansiyelleri daha düşük olmaktadır.

Bir soğutucu akışkanın ozon tabakasına zarar verme potansiyeli, "Ozon Aşındırma Potansiyeli" (ODP) olarak adlandırılan, sayısal bir değere sahip terim ile ifade edilmektedir. Soğutucu akışkanlar için bu değerler belirlenirken referans olarak R11 baz alınır. R11 soğutucu akışkanının ODP değeri "1" olarak kabul edilmiştir.

#### **4.3.2 Küresel ısınma potansiyeli**

İsveç'li kimyacı Arrhenius (1896), sera etkisi kavramını ilk defa kullanmıştır. Sera etkisi, atmosferin alt kısımları ve troposferin belirli "sera gazları" nedeni ile ısınması olarak tanımlanmaktadır. Sera etkisinin artışta olması hali bizi küresel ısınma kavramı ve gerçeği ile karşı karşıya getirmiştir. Sera etkisine sebep olan, su buharı (H<sub>2</sub>O), karbondioksit (CO<sub>2</sub>), metan (CH<sub>4</sub>), azot oksit (N<sub>2</sub>O), kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve florokarbon (HFC) ile birlikte pek çok gaz mevcuttur. Küresel ısınma potansiyeli (GWP), bir sera gazının atmosferde karbondioksite göre belirli bir zaman içerisinde ne kadar ısındığının ölçüsüdür. Söz konusu gaz kütlesi (sera gazı kütlesi) tarafından tutulan ısı miktarını, benzer bir karbondioksit kütlesi tarafından tutulan ısı miktarıyla karşılaştırır ve karbondioksitin bir faktörü olarak ifade edilir.

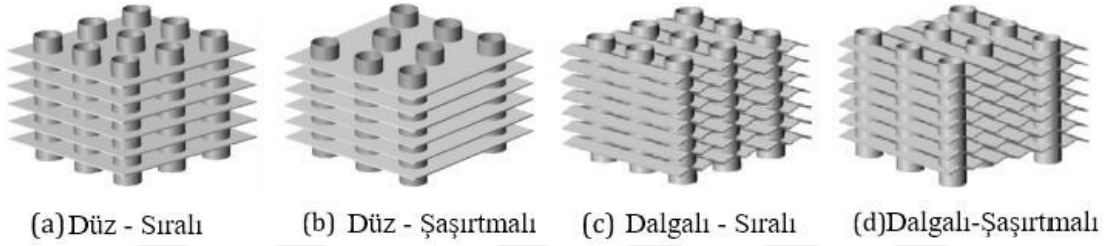
#### **4.4 Tasarlanan Buharlaştırıcı**

Tez çalışmasında inceleme konusu, yukarıda bahsedildiği üzere, buharlaştırıcıda meydana gelen yoğuşmanın analitik ve sayısal olarak modellenmesi, sonuçların karşılaştırılmasıdır.

Yoğuşmanın analitik modellenmesine dair hesaplamalar, ticari bir buharlaştırıcı-yoğuşturucu tasarımı yazılımı olan CoilDesigner® ile yapılmıştır. CoilDesigner® içerisinde hazır olarak oldukça geniş bir korelasyon kütüphanesi barındırmaktadır. Çalışmada buharlaştırıcı ısı ve hidrodinamik performansı belirlenirken farklı korelasyon varyasyonları seçilmiş ve hem literatür hem de uygulamada en sık karşılaşılan modellerle birlikte farklı korelasyon kombinasyonları ile de çözüme gidilmiştir. Çalışmada, buharlaştırıcı tasarımında kullanılan korelasyonlar listelenmiş, bu modeller kullanılarak CoilDesigner® yazılımı ile çözüme gidilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada kullanı-

lan korelasyonların listesi ilgili alt bölümlerde belirtilmiş ve ekler bölümünde açık ifadeleri paylaşılmıştır.

Modellenen buharlaştırıcı cihazı, tipik bir dalgalı kanat şekline sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricisi olmaktadır. Buharlaştırıcı-Yoğuşturucu tasarımlarında performansa etkileyen parametreler, kanat-boru geometrisi, malzemesi, et kalınlıkları ve boruların akış yönüne dik olarak yerleşim düzenlemeleri olmaktadır. Şekil 4.3'te çeşitli kanatlı-borulu ısı değiştiricisi tipleri görülmektedir.



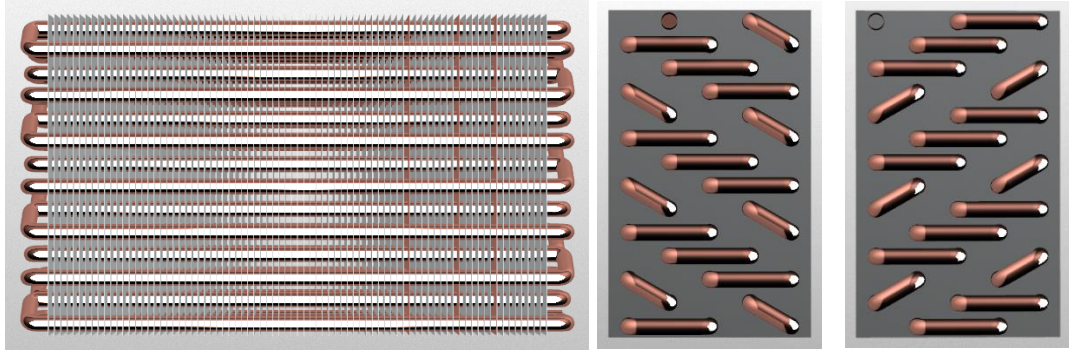
**Şekil 4.3 :** Kanatlı-Borulu ısı değiştiricisi tipleri.

Şekil 4.3-(a) düz kanatlı, sıralı boru dizilimli, (b) düz kanatlı, şaşırtmalı boru dizilimli, (c) dalgalı kanatlı, sıralı boru dizilimli ve (d) dalgalı kanatlı, şaşırtmalı boru dizilimli buharlaştırıcı tasarımları olmaktadır. Çalışma kapsamında dalgalı kanatlı, şaşırtmalı boru dizilimli tip buharlaştırıcı tasarlanmıştır ve yoğuşma miktarı değerleri elde edilmiştir.

Kanat ve boru malzemesi, soğutucu akışkan tarafı ve hava tarafı arasındaki ısı geçişi miktarına doğrudan etki eden birincil öneme haiz parametre olmaktadır. Kanat ve boru geometrisi ise tasarımda hidrodinamik ve ısıl performans anlamına gelmektedir. Bu bölümdeki anahtar nokta, cihaz içerisinde en küçük basınç kaybı ile en yüksek ısı geçişine ulaşmak amacıyla en fazla yüzey alanını elde etmek olmaktadır. Hidrodinamik ve ısıl performansın en iyilenmesi amacıyla, soğutucu akışkan tarafı için geometri daire olarak kabul görmüş bulunmaktadır. Isı geçişini daha da iyileştirmek için yüzey alanını artırmak amacıyla kanat geometrileri üzerinde durulmaktadır.

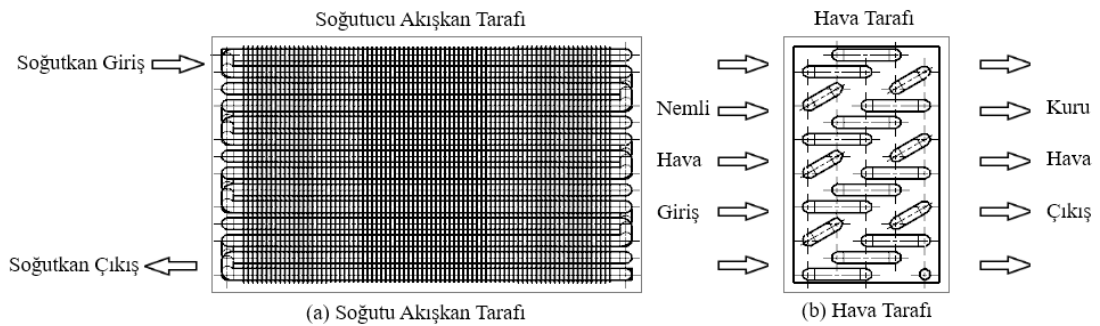
Çalışmada kullanılan buharlaştırıcı, şaşırtmalı tip boru devresi düzenine sahip olmakla beraber buharlaştırıcının katı modeli şekil 4.4'te gösterilmekte, boyutsal parametreleri ise çizelge 4.1'de verilmektedir. Şekil 4.5'te ise fiziksel boyutları verilen buharlaştırıcının hava ve soğutucu akışkan tarafı gösterilmiş, cihazın çalışması şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 4.4'de gösterilen katı model hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerinde kullanılması amacıyla tasarlandığından kanat geometrisi düz olarak hazırlanmıştır. Analitik model ise gerçek geometri üzerinden kurulmuştur.





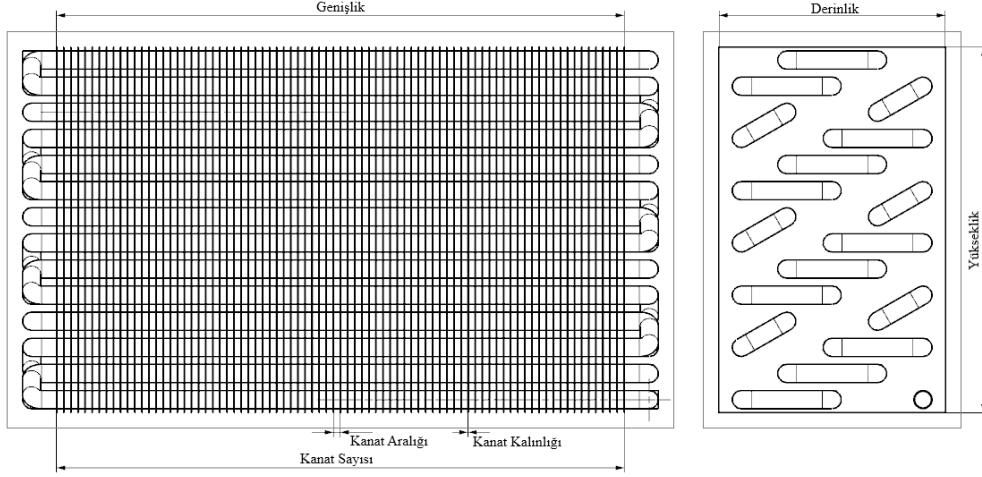
**Şekil 4.4 :** Tasarımı yapılan buharlaştırıcı (soldan sağa, ön, sol ve sağ yan).

Modelin tasarımı için kabul edilen, hava ve soğutucu akışkan tarafı giriş verileri çizelge 4.2’de verilmiştir. Bununla beraber, soğutucu akışkanın kompresöre tamamen kuru olarak girebilmesi için buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkması kabulüyle tasarım yapılmıştır. Kuruluk derecesi “0” ile “1” değerleri arasında olmaktadır ve burada “0” değeri soğutucu akışkanın tamamen sıvı fazında, “1” değeri ise tamamen gaz fazında olduğunu gösterir. Kuruluk derecesi için ara değerler ( $0 < x < 1$ ) çift fazlı bölgeyi işaret etmekle beraber akışkanın sıvı ve gaz halinin boru içerisinde bir arada olması anlamına gelmektedir. Bilindiği üzere, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya mümkün olduğunca ıslak halde girmesi buharlaştırıcı performansını artırmaktadır. Bundan dolayı, soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıdan aşırı soğutulmuş sıvı halinde çıkmak durumundadır. Basınç-entalpi diyagramında doymuş sıvı eğrisi “0” kuruluk derecesini ifade ederken, bu eğrinin sol tarafı aşırı soğutma bölgesi olarak adlandırılır. Benzer şekilde, kompresörü korumak amacıyla, gaz halindeki soğutucu akışkanı doymuş buhar eğrisinin sağ tarafında kalacak şekilde ısıtma işlemine ise aşırı ısıtma denilmektedir.



**Şekil 4.5 :** Buharlaştırıcının (a) soğutucu akışkan ve (b) hava tarafı.

Buharlaştırıcıda soğutucu olarak Propan (R290) gazı kullanılmaktadır. Propan gazı, bölüm 4.3’te belirtilen düşük küresel ısınma potansiyeli ve ozon aşındırma değeri nedeniyle kullanılmaktadır. Propanın kimyasal özellikleri çizelge 4.3’te verilmiştir. Çizelge 4.1’de ana ölçüleri verilen buharlaştırıcı geometrisi, yatay yönde (derinlik) 5



**Şekil 4.6 :** Buharlaştırıcı ölçüleri.

**Çizelge 4.1 :** Buharlaştırıcı ana ölçüleri.

Genişlik	Yükseklik	Derinlik	Kanat sayısı	Kanat Aralığı	Kanat Kalınlığı
230 mm	147 mm	90.9 mm	81 ad.	2.7 mm	0.15 mm

sıra, düşey (yükseklik) yönde 7 sıra olmak üzere tek bir doru devresi barındırmaktadır. Bu şaşırtmalı dizilişli boru devresiyle birlikte kanatlar arasında 35 adet boru geçişi mevcut olmaktadır. Buharlaştırıcıda boru çapları 7.35 mm olup, boru et kalınlıkları ise 0.25 mm'dir. Boru yerleşimine dair mesafeler ise; yatay (derinlik) yönde 18.19 mm, düşey (yükseklik) yönde ise 21 mm olmuştur. Boru yerleşimine dair mesafeler, boru merkezleri arasından ölçülmektedir.

**Çizelge 4.2 :** Buharlaştırıcı giriş değerleri.

Soğutucu Akışkan Tarafı				Hava Tarafı		
Sıcaklık	Basınç	Kalite	Debi	Sıcaklık	Bağıl Nem	Debi
30 °C	1079 kPa	0.319	18 kg/sa	45 °C	%92	210 m <sup>3</sup> /sa

Çizelge 4.2'de verilen soğutucu akışkan giriş değerleri, şekil 4.2'de gösterilen P-h diyagramında prensip olarak buharlaştırıcı girişi için 4 numaraya karşılık gelmektedir. Propan, buharlaştırıcıya 18 kg/saat hızda, nispeten düşük sıcaklık ve düşük basınçta ıslak buhar olarak girmektedir. Buharlaştırıcı hava tarafında ise nemli hava, 45 °C sıcaklık ve %92 bağıl nem değerinde 210 m<sup>3</sup>/saat hacimsel debisinde girmektedir. Buharlaştırıcının soğutucu akışkan tarafında, propan boru devresinden aşırı ısıtılmış buhar (kızgın buhar) olarak çıkmaktadır. Bu değer, 1.09 kuruculuk derecesine karşılık gelmektedir. Tasarlanan buharlaştırıcı için elde edilen ısıl ve hidrodinamik veriler çizelge 4.12'de verilmektedir. Burada; KTS, kritik nokta sıcaklığını ve KNB, kritik nokta basıncını ifade etmektedir. Propan, hidrokarbon (HC) sınıfından olup, ozon aşındırma potansiyeli (ODP) olmayan, son derece düşük global ısınma faktörüne (GWP) sahip bir soğu-

**Çizelge 4.3 :** Soğutucu akışkanın (R290) kimyasal özellikleri.

Mol Kütle	KTS	KNB	Sınıf	ODP	GWP	Zehirlilik
44,096 kg/kmol	369,89 K	4,2512 MPa	HC	0	3	Hayır

tucu akışkandır. Bu son derece iyi özelliklerinin yanında, son derece alev alabilir bir gaz olduğundan kullanımı çok dikkatli olmalıdır.

#### 4.5 Tasarımda Kullanılan Modeller.

Buharlaştırıcı tasarımında kullanılan, soğutucu akışkan ve hava tarafı için, ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değerlerinin hesabı alt bölümlerde verilen korelasyonlarla yapılmıştır. Burada, buharlaştırıcı hava tarafı girişinde üniform hız kabulü yapılmıştır. Bununla beraber kirlenme faktörü ve akışkan temasının gerçekleştirildiği yüzeyler pürüzsüz olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı konstrüksiyonunda kullanılan malzemelere ait bilgiler ise çizelge 4.4’de verilmiştir.

**Çizelge 4.4 :** Buharlaştırıcı malzeme bilgisi.

Malzeme	Yoğunluk	Isı İletim Katsayısı	Kullanım Yeri	Kanat Verimliği
Alüminyum	2700 kg/m <sup>3</sup>	237 W/m <sup>2</sup> K	Kanat	ARI-410 Std.
Bakır	8900 kg/m <sup>3</sup>	380 W/m <sup>2</sup> K	Boru	ARI-410 Std.

##### 4.5.1 Hava tarafı ısı transfer katsayısı

Buharlaştırıcı hava tarafının ısı transfer katsayısını belirlemek için kullanılan korelasyonlar çizelge 4.5’de verilmiştir.

**Çizelge 4.5 :** Isı transfer katsayısı korelasyonları-hava tarafı.

Numara	Model	Kanat Tipi
HTI1	Kim ve diğ. (1999)	Düz
HTI2	Mirth ve Ramadhyani	Dalgalı/Herringbone
HTI3	Wang ve diğ. (1997)	Dalgalı/Herringbone
HTI4	Wang ve diğ. (2002)	Dalgalı/Herringbone

Burada, Kim ve diğ. (1999), şaşırtmalı boru düzenlemeli düz tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı ısı transferi katsayısı korelasyonlarını vermiştir.

Mirth ve Ramadhyani (1994), şaşırtmalı boru düzenlemeli dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı ısı transferi katsayısı korelasyonlarını vermiştir.

Wang ve diğ. (1997), tipik dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı ısı transferi katsayısı korelasyonlarını vermiştir. Korelasyonlar geliştirilirken aşağıda-

ki geometrik aralık için çalışılmış ve hem şaşırtmalı hem de düz boru düzenlemesi için test edilmiştir (Çizelge 4.6).

**Çizelge 4.6 :** Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (1997).

Kanat Aralığı [mm]	Boru İç Çapı [mm]	St [mm]	Sl [mm]	Sıra Sayısı
1.69-4.80	10.30	25.40-29.40	19.05-29.40	1-4

Wang ve diğ (2002), Herringbone tipi dalgalı kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı ısı transferi katsayısı korelasyonlarını vermiştir. Korelasyonlar aşağıdaki geometrik aralık için çalışılmıştır (Çizelge 4.7).

**Çizelge 4.7 :** Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (2002).

Kanat Aralığı [mm]	Boru Dış Çapı [mm]	St [mm]	Sl [mm]	Sıra Sayısı
0.30-1.80	7.66-16.85	12.00-33.00	21.00-38.00	1-6

Burada; St borular arası enine mesafeyi, Sl borular arası uzunlamasına olan mesafeyi ifade etmektedir. Hava tarafı ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılan korelasyonlar EK A'da verilmiştir.

#### 4.5.2 Hava tarafı basınç kaybı

Buharlaştırıcının hava tarafının basınç kaybını belirlemek için kullanılan modeller aşağıda çizelge 4.8'de verilmiştir.

**Çizelge 4.8 :** Basınç kaybı korelasyonları-hava tarafı.

Numara	Model	Kanat Tipi
HTB1	Kim ve diğ. (1999)	Düz
HTB2	Mirth ve Ramadhyani	Dalgalı/Herringbone
HTB3	Wang ve diğ. (1997)	Dalgalı/Herringbone
HTB4	Wang ve diğ. (2002)	Dalgalı/Herringbone

Burada, Kim ve diğ. (1999), şaşırtmalı boru düzenlemeli düz tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için sürtünme katsayısı korelasyonları vermiştir.

Mirth ve Ramadhyani (1994), şaşırtmalı boru düzenlemeli dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı sürtünme katsayısı korelasyonlarını vermiştir.

Wang ve diğ. (1997), tipik dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı sürtünme katsayısı korelasyonları vermiştir. Korelasyonlar aşağıdaki geometrik aralık için çalışılmış ve hem şaşırtmalı hem de düz boru düzenlemesi için test edilmiştir (Çizelge 4.9).

Wang ve diğ. (2002), Herringbone tipi dalgalı kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı sürtünme katsayısı korelasyonları vermiştir.

**Çizelge 4.9 :** Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (1997).

Kanat Aralığı [mm]	Boru İç Çapı [mm]	St [mm]	Sl [mm]	Sıra Sayısı
1.69-4.80	10.30	25.40-29.40	19.05-29.40	1-4

Korelasyonlar aşağıdaki geometrik aralık için çalışılmıştır (Çizelge 4.10).

**Çizelge 4.10 :** Korelasyon çalışma aralığı, Wang ve diğ. (2002).

Kanat Aralığı [mm]	Boru Dış Çapı [mm]	St [mm]	Sl [mm]	Sıra Sayısı
0.30-1.80	7.66-16.85	12.00-33.00	21.00-38.00	1-6

Burada; St borular arası enine mesafeyi, Sl borular arası uzunlamasına olan mesafeyi ifade etmektedir. Hava tarafı için basınç kaybının hesaplanmasında kullanılan korelasyonlar EK B’de verilmiştir.

### 4.5.3 Soğutucu akışkan tarafı ısı transferi katsayısı

#### 4.5.3.1 Sıvı ve gaz fazı için ısı transferi katsayısı

Buharlaştırıcının soğutucu akışkan tarafının, sıvı ve gaz fazındaki ısı transferi katsayısını belirlemek için kullanılan korelasyonlar çizelge 4.11’de verilmiştir.

**Çizelge 4.11 :** Tek faz için ısı transferi korelasyonları.

Numara	Model	Akışkan
ST1FI1	Dittus-Boelter	Genel

Burada, Dittus ve Boelter (1985), boru içerisindeki su akışı için ısı transferi katsayısını veren korelasyonlar ortaya koymuştur. Bu korelasyonlar diğer akışkanlar için de kabul edilebilir sonuçlar vermektedirler.

Soğutucu akışkan tarafı için ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılan korelasyonlar EK C’de verilmiştir.

#### 4.5.3.2 İki fazlı akış bölgesi için ısı transferi katsayısı

Buharlaştırıcının soğutucu akışkan tarafının, iki fazlı bölgedeki ısı transferi katsayısını belirlemek için kullanılan korelasyonlar çizelge 4.12’de verilmiştir.

**Çizelge 4.12 :** İki fazlı akış için ısı transferi korelasyonları.

Numara	Model	Akışkan
ST2FI1	Gungor ve Winterton	Su, R-11, R-12, R-13, R-22, R-113, R-114, etanol, etilen glikol ve n-bütan
ST2FI2	Shah	30 akışkan

Burada, Gungor ve Winterton (1987), korelasyon, kaynama halindeki ısı transfer katsayılarını tahmin etmek için geliştirilmiştir. Geliştirilen korelasyon, çizelge 4.12’de

verilen akışkanlar için 4.202 veri noktası kullanılarak doğrulanmıştır.

Shah (2016), buharlaşma esnasında ısı transfer katsayısı için birleştirilmiş korelasyon geliştirmiştir. Deneysel çalışmanın kapsamındaki veri aralığı çizelge 4.13'te verilmiştir.

**Çizelge 4.13 :** Korelasyon çalışma aralığı, Shah (2016).

Boru İç Çapı [mm]	İndirgenmiş Basınç, Pr	Kütle Akısı [ $kg/m^2s$ ]
0.38-27.10	0.0046-0.787	15-2437

Burada; indirgenmiş basınç, Pr, ifadesi bir akışkanın mevcut çalışma basıncının, o akışkanın kritik nokta basıncına bölünmesinden elde edilen ifadedir.

Soğutucu akışkan tarafı için iki fazlı akış bölgesinde ısı transfer katsayısının hesabında kullanılan korelasyonlar EK D'de verilmiştir.

#### 4.5.4 Soğutucu akışkan tarafı basınç kaybı

##### 4.5.4.1 Sıvı ve gaz fazı için basınç kaybı korelasyonları

Buharlaştırıcının soğutucu akışkan tarafının sıvı ve gaz fazında bulunduğu bölgedeki basınç kaybını belirlemek için kullanılan korelasyonlar çizelge 4.14'de verilmiştir.

**Çizelge 4.14 :** Tek fazlı akış için basınç kaybı korelasyonları.

Numara	Model	Akışkan
ST1FB1	Blasius	Genel

##### 4.5.4.2 İki fazlı akış bölgesi için basınç kaybı korelasyonları

Buharlaştırıcının soğutucu akışkan tarafının, iki fazlı bölgesindeki basınç kaybını belirlemek için kullanılan korelasyonlar çizelge 4.15'de verilmiştir.

**Çizelge 4.15 :** İki fazlı akış için basınç kaybı korelasyonları.

Numara	Model	Akışkan
ST2FB1	Koyama ve diğ. (2004)	R-134a
ST2FB2	Sun ve Mishima (2009)	R123, R134a, R22, R236ea, R245fa, R404a, R407C, R410a, R507, CO <sub>2</sub> , Su ve Hava

Sun ve Mishima (2009), iki fazlı akış için basınç kaybı korelasyonlarını içeren 18 adet çalışmadan 2092 basınç kaybı verisi toplamıştır. Bu çalışmalarda kullanılmış olan akışkanlar çizelge 4.15'te gösterilmiştir. Ayrıca ele alınan çalışmalarda boru hidrolik çapları 0,506 ile 12 mm arasında olmaktadır. Koyama ve diğ. (2004), pürüzsüz borular için R134a akışkanını temel alarak faz oranı-nı hesaplamak için korelasyonlar geliştirmiştir.

Bu model esasen iki faz için homojen dağılımı baz almaktadır. Ek bölümünde, Sun ve Mishima (2009) tarafından önerilen korelasyonlar gösterilmiştir.

#### 4.6 Buharlaştırıcı analiz sonuçları.

Bir üst bölümde verilen hesap metodları ve seçilen korelasyonlar kullanılarak, dalgalı tip kanatlı-borulu buharlaştırıcı için 5 adet model kurulmuş ve çözümler ticari Buharlaştırıcı-Yoğuşturucu tasarım yazılımı olan CoilDesigner® ile elde edilmiştir. Çalışmada kullanılan buharlaştırıcı boru devresi, tek giriş-tek çıkış olarak bir devreden oluşmaktadır. Çizelge 4.16’da model bilgileri gösterilmiştir.

**Çizelge 4.16 : Çözümleme modelleri.**

Isı Transferi Korelasyonları	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 5
Hava Tarafı	HTI1	HTI2	HTI3	HTI4	HTI4
Soğutucu Akışkan-Tek Faz	ST1FI1	ST1FI1	ST1FI1	ST1FI1	ST1FI1
Soğutucu Akışkan-Çift Faz	ST2FI1	ST2FI1	ST2FI1	ST2FI1	ST2FI2
Basınç Kaybı Korelasyonları					
Hava Tarafı	HTB1	HTB2	HTB3	HTB4	HTB4
Soğutucu Akışkan-Tek Faz	ST1FB1	ST1FB1	ST1FB1	ST1FB1	ST1FB1
Soğutucu Akışkan-Çift Faz	ST2FB1	ST2FB1	ST2FB1	ST2FB2	ST2FB2

Çizelge 4.16, buharlaştırıcı tasarımı için seçilen korelasyonların kombinasyonlarını göstermektedir. Burada, Model 1’den Model 5’e kadar korelasyon kombinasyonları hazırlanmıştır. Buharlaştırıcının analitik modellenmesinde farklı korelasyonların sonuçlarını görebilmek için hazırlanan her bir model farklı ısı transferi ve basınç kaybı korelasyonlarını içermektedir. Her bir modelde kullanılan korelasyonlar ilgili bölümlerde belirtilmiş, detaylı gösterimleri is ekler bölümünde verilmiştir. Çizelge 4.17’de, çizelge 4.16’da tanımlanmış olan analitik model kombinasyonlarının CoilDesigner® ticari buharlaştırıcı-yoğuşturucu tasarımı yazılımı ile çözümünden elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.

**Çizelge 4.17 : Analitik modelden elde edilen sonuçlar.**

Model	Isıl Güç		Basınç Kaybı		Hava Tarafı			Soğutucu A. Tarafı			
	D	T	HT	ST	Y	KTS	RH	GB	GKD	ÇB	ÇS
	[kW]	[kW]	[kPa]	[kPa]	[kg/sa]	[°C]	[%]	[kPa]		[kPa]	[°C]
1	0,252	1,262	0,114	12,27	1,44	41,35	100	1079	0,319	1066,72	44,44
2	0,254	1,264	0,070	12,20	1,43	41,37	100	1079	0,319	1066,79	44,18
3	0,252	1,262	0,114	12,27	1,44	41,35	100	1079	0,319	1066,72	44,44
4	0,253	1,263	0,062	12,20	1,44	41,39	99,94	1079	0,319	1066,80	44,36
5	0,257	1,257	0,062	13,36	1,43	41,21	100	1079	0,319	1066,63	44,13

Burada; D, duyulur soğutma gücünü, T, toplam soğutma gücünü göstermektedir. HT,

hava tarafı için basınç kaybı değeri ve ST ise soğutucu akışkan tarafı için basınç kaybını ifade etmektedir. Y, hava tarafı için yoğuşma miktarını vermektedir. KTS, buharlaştırıcı hava tarafı çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. RH ise yine hava tarafı için buharlaştırıcı çıkışındaki nemli havanın bağıl nemini ifade etmektedir. GB, soğutucu akışkan giriş basıncını, GKD, soğutucu akışkanın boru devresine girişteki kuruluk derecesini, ÇB, soğutucu akışkanın boru devresinden çıkıştaki basıncını ve ÇS ise soğutucu akışkanın boru devresinden çıkış sıcaklığını belirtmektedir.





## 5. BUHARLAŞTIRICIDA YOĞUŞMANIN SAYISAL MODELLENMESİ

Bu bölümde, önceki bölümlerde bahsedilmiş ve analitik modellenmesi yapılmış olan dalgalı tip kanatlı-borulu ısı değiştiricisi olan buharlaştırıcı için HAD modellenmesi yapılmıştır. Sonlu hacimler ayrıklaştırması ve çözümün kolaylaştırılması amacıyla iki kanat arası akış hacmi olarak modellenmiştir. Bununla beraber, kanat profili de düz olarak modellenmiştir. Analitik modelde olduğu gibi hava tarafı için girişte sıcaklık ve bağıl nem değerleri sabit olarak, boru ve kanat yüzeyleri ise sabit sıcaklık ve adyabatik olmak üzere iki farklı şekilde alınmıştır. Modelde iki adet kombinasyonla analiz yapılmıştır. Bunlar, (a) Sabit boru yüzeyi ve kanat yüzeyi sıcaklığı, (b) Sabit boru yüzey sıcaklığı ve adyabatik kanat yüzeyi olmaktadır.

Boru kanat yüzeyi sıcaklıkları, (a) 30 °C (303,15 K) ve (b) 37 °C (310,15 K) olarak alınmıştır. 37 °C (310,15 K) sabit sıcaklık şartı, analitik çözümden elde edilen hava-tarafı çıkış sıcaklığı ile bilinen giriş sıcaklığının aritmetik ortalaması olmaktadır.

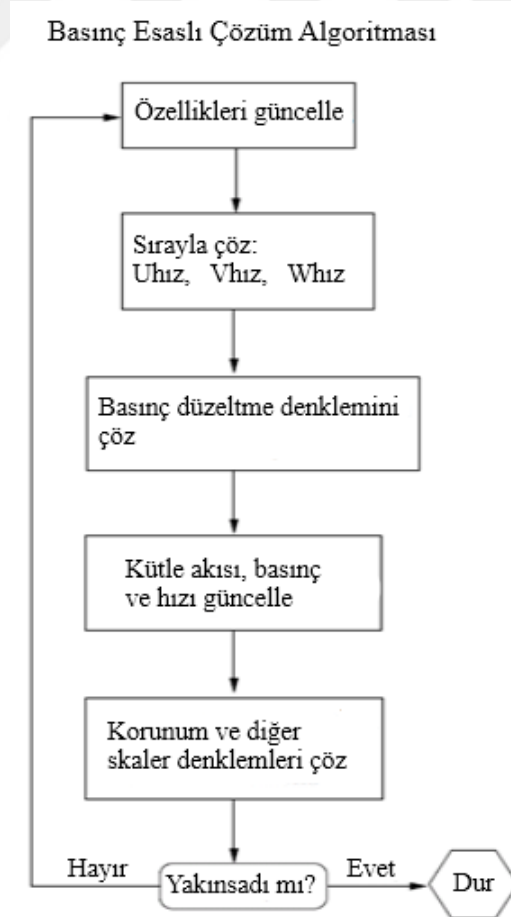
Buharlaştırıcının boru ve kanat yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımının modellenmesi tez çalışmasının kapsamı dışındadır. Gerçek çalışma koşullarından ıraksamaya neden olacak bu sabit sıcaklık yaklaşımının basitleştirilmiş HAD modeli için kullanımının bir yarar sağlamayacağı düşünülmüştür.

Modelde hava-tarafı giriş koşulları için analitik modeldeki değerler kullanılmıştır ve buradaki değerler 80 adet kanat aralığının sadece bir tanesi için alınmıştır. Sayısal modelin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla iki kanat arası kontrol hacminin orta düzlemi simetri eksenini alınarak, kanat tekrar ikiye bölünerek akış hacmi simetrik olarak modellenmiştir. Bu bağlamda buharlaştırıcıya giren nemli hava 1 atmosfer basınçta, 45 °C (318,15 K) sıcaklıkta, % 92 bağıl nemde ve 1,3125 m<sup>3</sup>/sa debide olmaktadır. Verilen giriş şartlarında nemli hava kütleli debisi, 2,394 kg/sa, kuru havanın kütleli debisi 1,918 kg/sa, ve su buharının kütleli debisi ise 0,476 kg/sa'dır. Bu veriler nemli havanın ideal gaz kabulüyle, psikrometrik hesaplamalarla elde edilmiştir. HAD analizindeki nemli hava kütle debileri analitik model içerisinde kullanılan nemli hava giriş hızı baz alınarak hesaplanmıştır. Bununla beraber kütle debilerinin iki

kanat aralığının yarısı için hesaplandığını belirtmekte fayda vardır. İki kanat aralığı olarak seçilen akış hacminin 3. Bölümde anlatıldığı üzere sayısal çözümünün yüksek maliyet-li olmasını engellemek amacıyla ikiye bölünüp çözüm elemanı sayısında azaltıma gidilmiş olduğu unutulmamalıdır. Seçilen akış hacmi sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek, çok fazlı akışlar için bölüm 3'te verilen yönetici denklemler, sonlu hacimler metodu ile çözülmüştür.

### 5.1 Basınca Dayalı Çözüm Algoritması

Basınç esaslı çözücü, korunum denklemlerinin sırayla çözüldüğü bir çözüm algoritmasını kullanmaktadır. Korunum denklemlerinin doğrusal olmaması ve tümleşik olması nedeniyle, istenen hassasiyette sayısal çözüm elde etmek için iteratif bir çözüm döngüsü gerçekleştirilmelidir. Şekil 5.1'de basınca dayalı ayırık çözüm algoritması şematik olarak gösterilmektedir. Tümleşik çözüm algoritması, ayırık çözüm algoritmasına göre 1.5-2 kat fazla hafıza kapasitesi gerektirmektedir. Tümleşik çözüm algoritmasında korunum denklemleri ayrı ayrı olarak değil, eş zamanlı olarak çözülmektedir.



Şekil 5.1 : Basınca dayalı ayırık çözüm algoritması.

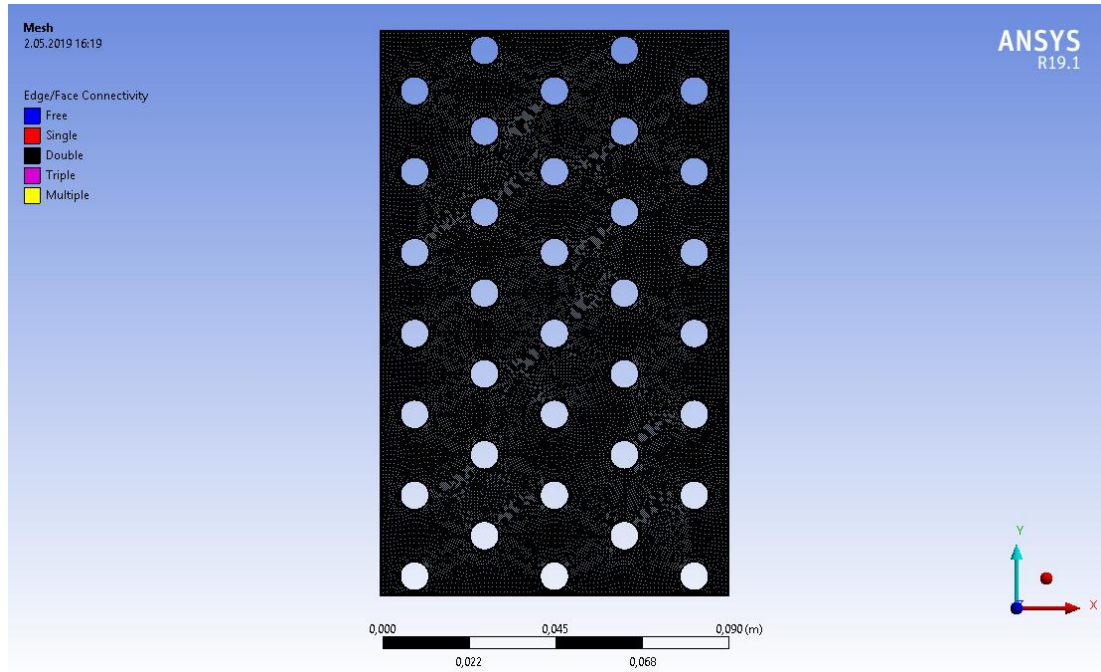
## 5.2 Modelin Sonlu Hacimlere Bölünmüş Olarak Gösterimi

Buharlaştırıcıda yoğuşmanın modellenmesi çalışması için, kanatlı-borulu ısı değiştircisinin iki kanat arasının akış hacmi olarak alındığını belirtmiştir. Ele alınan kanatlı-borulu ısı değiştirici 81 adet dalgalı şekile sahip alüminyum kanattan oluşmaktadır. Buharlaştırıcıda iki kanat arası açıklık 2.7 mm, kanat yüksekliği 147 mm ve kanat derinliği ise 90.9 mm olmaktadır. Dolayısıyla nümerik model, içerisinde 35 adet boru geçişi bulunan 2,7x147x90.9 mm boyutlarında olan dikdörtten bir akış hacmidir (izelge 4.1). Boru dış çapı 7,35 mm olmaktadır. Sayısal özümlemenin basitleştirilmesi amacıyla analitik modeldeki kanat geometrisi sadeleştirilmiş ve iki kanat arası açıklıktan oluşan akış hacmi de enine bir şekilde ortadan ikiye bölünerek simetrik olarak modellenmiştir. Böylelikle sayısal modelin ölçüleri, izelge 5.1’de şekil 4.5’te gösterilen boyutlar cinsinden verilmiştir.

**Çizelge 5.1 :** Buharlaştırıcı HAD modeli ölçüleri.

Yükseklik	Derinlik	Genişlik
147 mm	90.9 mm	1.35 mm

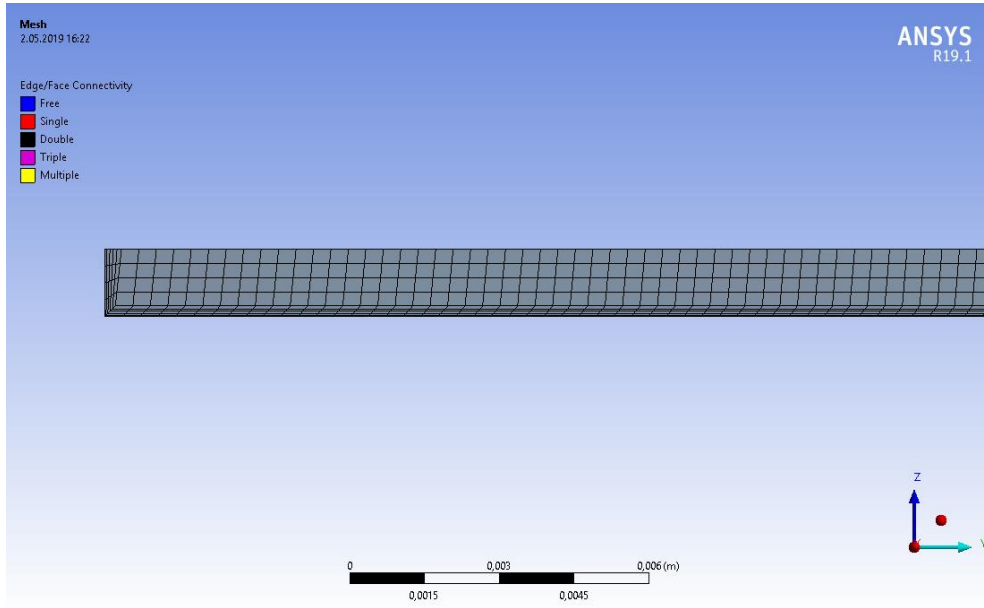
Buharlaştırıcı geometrisinin sonlu hacimlere bölünmüş hali şekil 5.2’de simetri yüzeyi ve şekil 5.3’de giriş yüzeyi gösterilmiştir.



**şekil 5.2 :** Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – simetri yüzeyi.

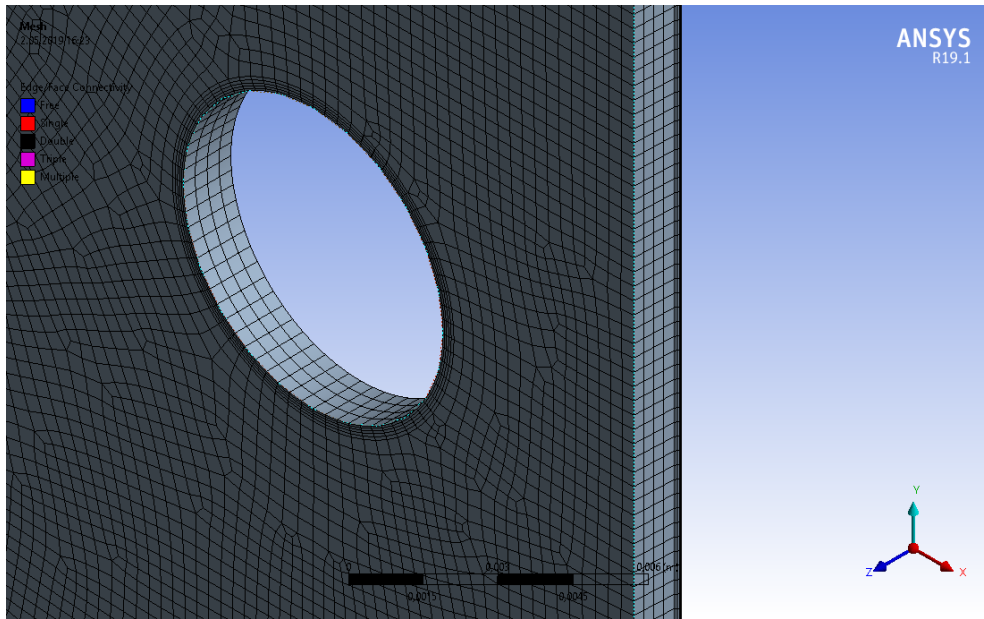
şekil 5.3’te kaymama sınır şartının alındığı duvarlar üzerindeki sınır tabakayı çözmek için kullanılan çözüm ağı gösterilmiştir. Burada, duvar dibindeki türbölanslı sınır taba-

kanın tamamıyla çözülmesi amaçlanmıştır.



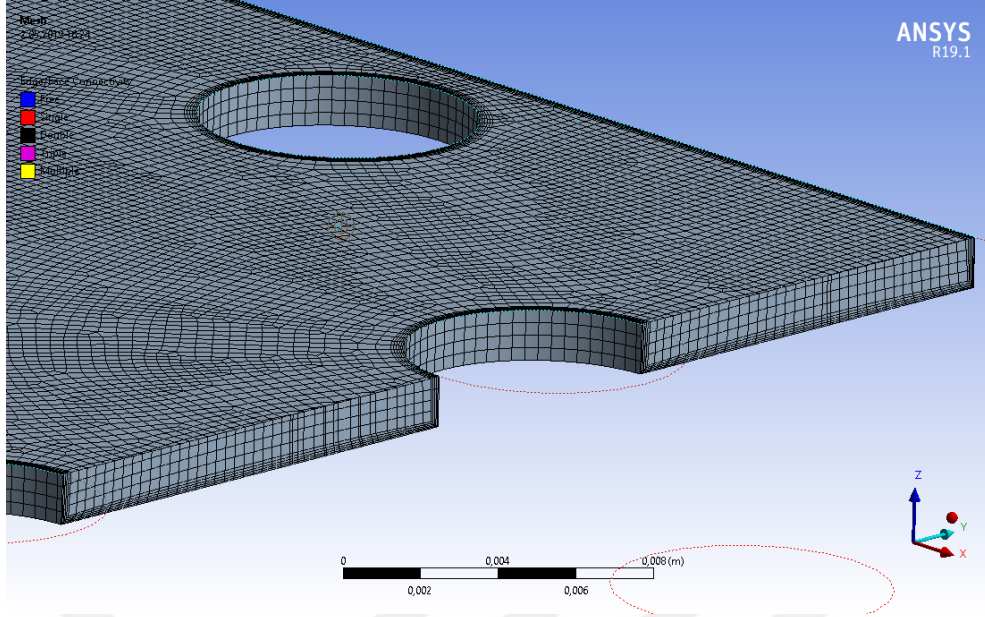
Şekil 5.3 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – giriş yüzeyi.

Şekil 5.4’te boru çevresindeki ve akış hacminin çekirdek bölgesindeki çözüm ağı yapısı gösterilmektedir. Akış hacmi genelinde homojen boyutlu çözüm ağı elemanı eldesi amaçlanmıştır. Bununla beraber, boru etrafındaki türbülanslı sınır tabakanın çözülebilmesi amacıyla sınır tabaka çözüm ağı kullanılmıştır. Bu sayede duvar etkileri akış hacminin geneline ve çözümünü doğru şekilde etkileyebilecektir.



Şekil 5.4 : Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – boru çevresi.

Buharlaştırıcı geometrisinin sonlu hacimlere bölünmüş halinin boru çevresi etrafındaki ve kesit görünüşü ise şekil 5.4’de ve şekil 5.5’de verilmiştir.



**Şekil 5.5 :** Sonlu hacimlere bölünmüş geometri – kesit görünüş.

Şekil 5.2’den, şekil 5.5’e kadar gösterilmiş olan çözüm yapısına, çözüm ağı - çözüm bağımsızlığı çalışmaları yapılarak karar verilmiştir.

Çözüm ağı, 919251 adet sonlu hacim elemanından oluşmaktadır. Bu sonlu hacim elemanı sayısı ile oluşturulmuş olan sayısal model için çözüm ağı kalitesi bilgisi çizelge 5.1’de verilmiştir.

**Çizelge 5.2 :** Çözüm ağı kalitesi.

	En Küçük	En Büyük	Ortalama
Eleman Kalitesi	0,0895	0,99966	0,5441
En-Boy Oranı	1,0047	22,154	4,6354
Çarpıklık	0,00893	0,73311	0,15271

Çözüm ağı ve/veya çözüm elemanı kalitesi sayısal çalışmalarda yakınsama hızı açısından önem arz etmektedir. Bir sayısal modelde çözüm ağının kalitesi arttıkça çözüme ulaşma hızı artmakta ve dolayısıyla çözüm süresi ile hesaplama eforunda gözle görülebilir düşüşler gözlenebilmektedir. Bu sonuç itibariyle, özellikle çok fazlı akışlarda hesaplama eforunu azaltmak açısından çözüm ağı kalitesinin yüksek tutulması önem arz etmektedir. Çok fazlı akış ve benzeri zor problemlerin çözümlerinde çözüm ağı kalitesi, çözümün başlatılması konusunda da engel teşkil edebilmektedir. Basit akış modellerinde kabul gören çözüm elemanı kalitesi değerleri, çok fazlı akış modellemeleri için çözüme başlanamama sebebi olabilmektedir. Bu bağlamda, özellikle fazla sayıda korunum ve skaler denklemin çözülmek zorunda kalındığı akış tiplerinde altıyüzlü (hexahedral) çözüm elemanı kullanımı tavsiye edilmektedir. Altıyüzlü çözüm elemanı

haricinde, dörtyüzlü (tetrahedral) çözüm elemanı kullanımı aynı akış hacmi için çok daha fazla sayıda eleman gerektireceğinde yüksek bir hesaplama eforunu beraberinde getirmektedir. Bundan dolayı çalışmada akış hacminin duvar dışı bölümünde altıyüzlü yoğunluklu çözüm ağı elemanı tercih edilmiştir. Duvar kenarlarında türbülanslı sınır tabakayı çözebilmek için  $y^+$  değeri maksimum 1.2 değeri civarında tutularak en küçük girdap oluşumunun bilindiği duvarın hemen yakınında düğüm elemanları bulundurulmuştur. Bu türbülanslı sınır tabaka çözünürlüğünü elde etmek için Ansys Fluent içerisinde “inflation” ismiyle tanımlanan sınır tabaka çözüm ağı 5 katman olarak modellenmiştir.

Yukarıda verilen çizelgede, eleman kalitesi değeri büyüdükçe, en-boy oranı ve çarpıklık değeri küçüldükçe çözüm elemanı ve dolayısıyla çözüm ağı kalitesi artmaktadır (Çizelge 5.2). En küçük eleman kalitesi ve ortalama eleman kalitesi değeri pek çok uygulama için yüksek kalitede olmaktadır. En büyük en-boy oranı değeri Ansys Fluent tarafından önerilen en büyük değer yarisından daha az olmaktadır. Buna ilaveten en büyük çarpıklık değeri Ansys Fluent’in hedef olarak belirttiği 0.8-0.9 aralığının altında kalmış ve ortalama değeri oldukça düşük tutulabilmiştir. Bunların sonucunda, ortalama olarak belirtmek gerekirse altıyüzlü çözüm elemanlarının her biri eşkenar olmaya görece yakın olmaktadır. Elde edilen çözüm elemanı kalitesinin çözümlere başlanması esnasında hiç bir olumsuzluk yaratmadığı ve yakınsama davranışını iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

### **5.2.1 Çözüm ağından bağımsız sayısal sonuçlar**

Sayısal model, Ansys Fluent ticari yazılımı 19.1 sürümüyle beraber kendi içerisinde gelen çözüm ağı üretici ile oluşturulmuştur. Çözüm ağı-çözüm bağımsızlığı çalışması için bütün çözüm ağı parametreleri aynı kalmak kaydıyla, çözüm elemanı boyutu küçültülerek, kaba elemanlı çözüm ağından, küçük elemanlı çözüme doğru 6 adet çözüm ağı elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı çıkış yüzeyindeki alan ortalama nemli hava sıcaklıkları, çözüm ağı-çözüm bağımsızlığı çalışmasında kontrol edilecek parametre olarak seçilmiştir. En kaba çözüm ağı ile en yoğun elemanlı çözüm ağı arasında dikkate alınması gereken farklılıklar gözlenmemiştir. En yoğun çözüm elemanını barındıran ve aşağıda liste halinde verilmiş olan son iki çözüm ağının uygulanması sonrasında kontrol parametresinde değişim tamamıyla ihmal edilecek seviyede olmakla beraber 3. Sırada verilen çözüm ağı versiyonu (Çözüm Ağı 3) hesaplama kolaylığı bakımından tercih edilmiştir.

**Çizelge 5.3 : Çözüm ağı – çözüm bağımsızlığı.**

	Çözüm Elemanı Adedi	Sıcaklık [°C]
Çözüm Ağı 1	682313	41,04
Çözüm Ağı 2	781572	40,97
Çözüm Ağı 3	919251	40,62
Çözüm Ağı 4	1121770	41,00
Çözüm Ağı 5	1337490	40,867
Çözüm Ağı 6	1587690	40,861

Sayısal modelde, yukarıdaki tabloda verilmiş olan listeden, Çözüm Ağı 3 kullanılmış ve akış hacmi 919251 adet elemana bölünmüştür. Sayısal model simetrik olarak tasarlandığından, gerçekte akış hacmi 1838502 adet elemana bölünmüştür.

Buharlaştırıcı kanat ve boru yüzeyine yakın bölgelerde ısı ve momentum geçişinin çözülebilmesi için sık eleman kullanılmıştır. Bu kullanım, Ansys Fluent içerisinde “infiltration” çözüm ağı tekniği ile yapılmaktadır. Bu çözüm tekniği, atandığı bölgede hız ve ısı sınır tabaka profillerini çözecek şekilde değişken kalınlıkta katmanlar halinde çözüm elemanı üretmektedir. Tez çalışmasında homojen yoğunlaşma çalışıldığı için duvar-yakını çözüm ağı özelliklerinin yoğunlaşma üzerinde doğrudan bir etkisi bulunmamaktadır. Buradaki etki, kanat ve boru yüzeylerin ısı ve hidrodinamik koşullarının sınır tabaka içerisinde doğru çözülmesi ve akışın çekirdek bölgesine doğru hesaplamaların doğru yapılması amacını taşımaktadır.

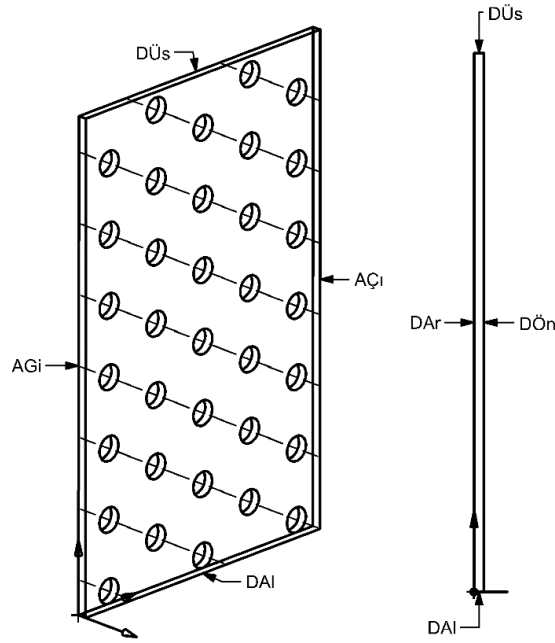
### 5.3 Sayısal Model İçin Sınır Şartları

Buharlaştırıcının sonlu hacimlere bölünerek oluşturulan sayısal modelinde korunum denklemleri, su buharı, su ve kuru hava için her bir çözüm elemanı için uygulanacaktır. Sayısal model için akış fiziğini oluşturma amaçlı sınır koşulları aşağıda verilmiştir. Problemin fiziksel sınır şartları şekil 5.6’da gösterilmiş ve aşağıda listelenmiştir.

- Buharlaştırıcı hava tarafı girişinde (AGi), nemli hava 45 °C (318,15 K) sıcaklığa ve % 92 bağıl neme sahiptir. Nemli havanın girişteki termodinamik özelliklerini kullanıp psikrometrik analiz yapılarak modelde kullanılması gereken fazların hacimsel oranları bulunmuştur. Buharlaştırıcı girişinde su buharının hacimsel oranı 0.0871, kuru havanın hacimsel oranı ise 0.9129 olarak bulunmuştur.
- Buharlaştırıcıya giren nemli havada su buharı ve kuru hava fazlarının hızı birbirine eşit alınmış, kütle hız kabulü yapılmıştır. Analitik modelde buharlaştırıcıya giren nemli havanın debisi 210 m<sup>3</sup>/sa olarak alınmıştır. Sayısal mo-

deldeki nemli hava hacimsel debisi ise modelin simetrik olduğu da göz önüne alınarak, toplam debinin kanat aralığına bölünmesi ile bulunmuştur. Böylece girişteki nemli hava hacimsel debisi  $1.3125 \text{ m}^3/\text{sa}$  olmaktadır. Bununla beraber tek bir kanat aralığı için nemli havanın giriş hızı da  $1.837 \text{ m/s}$  olarak bulunmuştur. Bunlardan dolayı, buharlaştırıcı girişinde (AGi), su buharı ve kuru hava için hacimsel oranları sırasıyla  $0.0871$  ve  $0.9129$  olarak alınmıştır. Giriş basıncı  $1 \text{ atm}$  alınmıştır. Operasyon basıncı  $0$  olarak alınıp, basınç esaslı çözüm algoritması için çözümdeki olası basınç salınımlarının önüne geçilmiştir.

- Buharlaştırıcı çıkışında (AÇı) basınç  $1 \text{ atm}$  olarak alınmış, yakınsama hızını artırmak için geri akış sıcaklığı katı yüzey sıcaklıkları ile aynı alınmıştır. Buharlaştırıcı çıkışında sıcaklık değeri elde edilecektir.
- Kanat yüzeyinde (DAr), hidrodinamik olarak, kaymama sınır koşulu ile ısı olarak sabit sıcaklık ve adyabatik koşullar alınmıştır.
- Üst ve alt duvarlar (DÜs ve DAl) kaymama sınır koşuluna sahip olmakla beraber ve adyabatik olarak alınmıştır.
- DÖn yüzeyine simetri sınır koşulu tanımlanmıştır.
- Boru yüzeylerinde kaymama sınır koşulu ve sabit sıcaklık tanımlanmıştır.

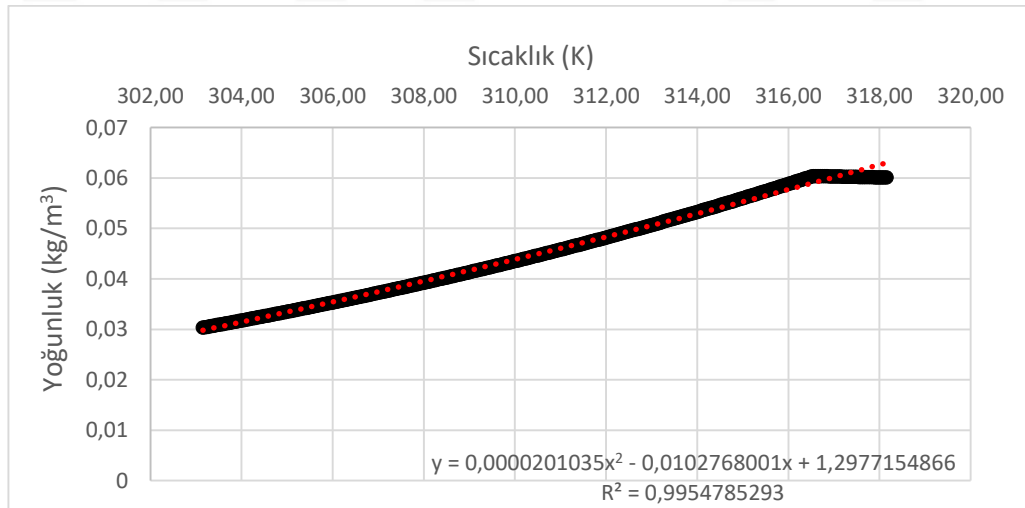


Şekil 5.6 : Fiziksel sınırların gösterilmesi.



#### 5.4 Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri

Buharlaştırıcıdaki yoğuşmanın yapılan analitik modelleme çalışması ile paralel olarak sayısal modelinin kurulabilmesi amacıyla nemli havanın termofiziksel özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Çalışılan buharlaştırıcı için, nemli havanın buharlaştırıcıya 45 °C (318,15 K) sıcaklıkta ve % 92 bağıl nemde giriş yaptığı bilinmektedir. Yapılan analitik modellemede buharlaştırıcı çıkışında nemli havanın yaklaşık olarak 41 °C'ye kadar sıcaklık düşüşüne uğradığı, soğuduğu, bulunmuştur. Bilinen giriş ve hesaplanan giriş-çıkış sıcaklıkları için bu değerlerin değişimi için nemli havanın içindeki su buharı yoğunluklarının değişimi psikrometrik analiz ile hesaplanmıştır. Psikrometrik analiz, ideal gaz kabülüne dayanmaktadır. Bu yaklaşım neticesinde sayısal modelde suyun buhar fazının yoğunluğu, ikinci dereceden bir polinomla eğri uydurulmak vasıtasıyla, sıcaklıkla değişken olacak şekilde tanımlanmıştır. Bilinen şartlar altında sıcaklığa bağlı su buharı yoğunluğunu değişimini ifade eden grafik şekil 5.7'de verilmiştir. Ansys Fluent ticari HAD yazılımında veri girişleri SI birim sistemine göre yapılabilmesine rağmen kullanıcı tanımlı fonksiyon atamalarında sıcaklık birimi olarak Kelvin kullanılmaktadır ve bundan dolayı su buharı için sıcaklığa bağlı yoğunluk grafiği Kelvin cinsinden verilmiştir.



Şekil 5.7 : Su buharı-Yoğunluk grafiği.

Su buharı için sıcaklık-yoğunluk bağıntısı, 303,15 K (30 °C) ve 318,15 K (45°C) sıcaklıkları arasında alınmıştır. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları modelde en düşük 30 °C (soğutucu akışkan giriş sıcaklığı) olarak alındığından dolayı alt sınır olarak alınmıştır. Buharlaştırıcıya giren nemli havanın, soğutucu akışkan giriş sıcaklığının altında bir değere soğutulması mümkün değildir. Nemli hava için çığ noktası sıcaklığı, sıcaklık-yoğunluk değişimi bağıntısını elde edebilmek için sabit olarak kabul edilmiştir.

Buharlaştırıcıya giren nemli hava için yoğuşma sıcaklığı 316,53 K (43,38°C)'dir. Kuru hava ve su buharının yoğunluk dışındaki termodinamik özellikleri sabit tutulmuştur.

Kuru havaya ait termodinamik özellikler çizelge 5.4, su buharına ait özellikler çizelge 5.5 ve suya ait özellikler ise çizelge 5.6'da gösterilmektedir. Kuru havanın yoğunluğu ideal gaz bağıntılarından belirlenmektedir.

**Çizelge 5.4 : Kuru havanın özellikleri.**

Termodinamik Özellik	Değer
Yoğunluk	İdeal gaz
Özgül ısı	1006.43 (J/kg.K)
Isı iletim katsayısı	0.0242 (W/m.K)
Viskozite	1.7894E-05 (kg/m <sup>1</sup> s <sup>-1</sup> )
Mol kütlesi	28.966 (kg/kmol)

Ansyz Fluent çok fazlı akış modelinde su buharı analizlerinde birincil faz olarak seçilmiştir. Fazlar arası ısı ve momentum geçişi birincil fazdan ikinci faza doğru gerçekleşmektedir. Yazılımda tanımlanan ikincil fazlardan ilki oluşması beklenen su olarak, ikincisi ise yoğuşmayan gaz olarak kuru hava olarak seçilmiştir.

**Çizelge 5.5 : Su buharının özellikleri.**

Termodinamik Özellik	Değer
Yoğunluk	0.000022T <sup>2</sup> -0.0103T+1.298 (kg/m <sup>3</sup> )
Özgül ısı	2014 (J/kg.K)
Isı iletim katsayısı	0.0261 (W/m.K)
Viskozite	1.34E-05 (kg/m <sup>1</sup> s <sup>-1</sup> )
Mol kütlesi	18.01534 (kg/kmol)

**Çizelge 5.6 : Suyun özellikleri.**

Termodinamik Özellik	Değer
Yoğunluk	998.2 (kg/m <sup>3</sup> )
Özgül ısı	4182 (J/kg.K)
Isı iletim katsayısı	0.6 (W/m.K)
Viskozite	0.001003 (kg/m <sup>1</sup> s <sup>-1</sup> )
Mol kütlesi	18.0152 (kg/kmol)

## 5.5 Buharlaştırıcıdaki Yoğuşmanın Sayısal Analiz Yöntemi

Buharlaştırıcıda nemli havanın yoğuşması için sonlu hacimler metodu ile sayısal analiz Ansys FLUENT 19.1 ticari HAD yazılımı ile yapılmıştır. Çözüm zamandan bağımsız olarak gidilmiştir. Sayısal modelde üç fazlı akış tanımlanmış ve 3. Bölümde tanımlanan Eulerian çoklu faz modeli kullanılmıştır. Akışa ait türbülans modellemesinde

iki denklemlilik k-ε (standart, RNG ve Realizable) ve k-ω (standart, BSL ve SST) modelleri kullanılmıştır. Türbülans transport denklemleri karışım için ortak olarak çözdürülmüştür.

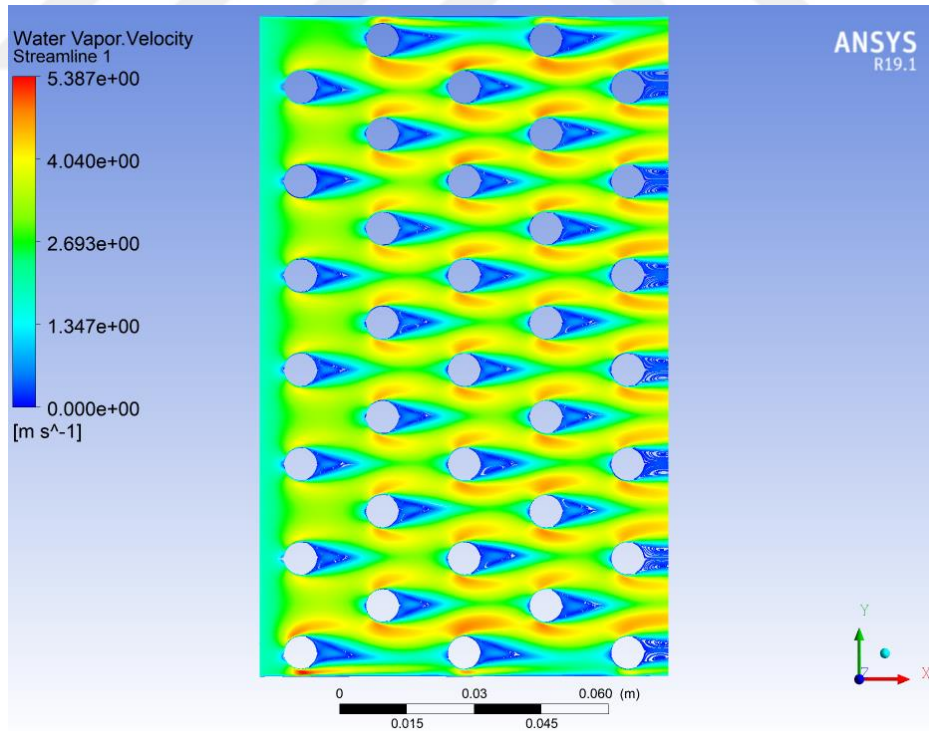
Basınca dayalı çözüm algoritması, Eulerian çoklu faz modeli için kullanımı zorunlu olan model olmaktadır. Basınca dayalı çözüm algoritmasının Eulerian çoklu faz uygulaması olan, fazların eş zamanlı, korunum denklemlerinin ayrıık olarak çözdürüldüğü “Phase Coupled SIMPLE” algoritması kullanılmıştır. Korunum ve türbülans transport denklemlerinin ayrııklaştırılmasında ikinci dereceden çözüm kullanılmıştır.

### 5.6 Sayısal ve Analitik Model Çözümlerinin Değerlendirilmesi

Türbülans modeli olarak iki denklemlilik k-ε (Standart, RNG ve Realizable) ve k-ω (Standart, BSL ve SST) modelleri kullanılmış, sonuçları karşılaştırılmıştır.

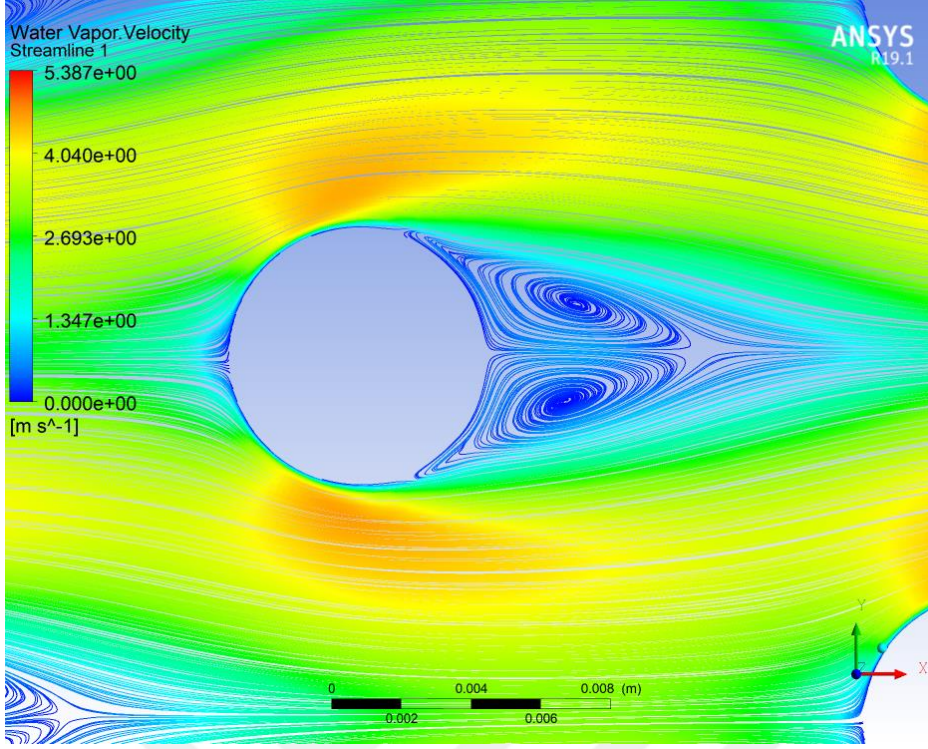
Buharlaştırıcı için analitik ve sayısal analizlerin sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.8’de model simetri düzlemi üzerinde, buharlaştırıcı boyunca su buharı hız alanı gösterilmektedir.



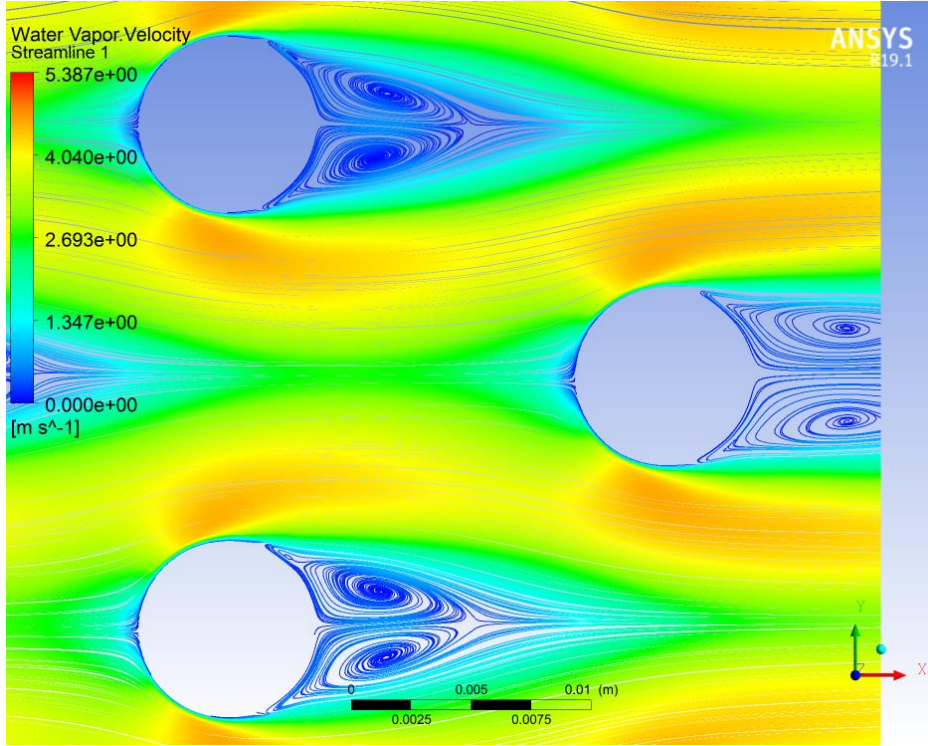
Şekil 5.8 : Simetri yüzeyinde su buharı fazı için akım çizgileri ve hız alanı.

Şekil 5.9’da simetri yüzeyinin orta noktasındaki bir boru yüzeyi arkasındaki akış yapısı görülmektedir. Akış alanı beklendiği gibi çözülmüş, boru arkasındaki ikincil akışlar görülmektedir.



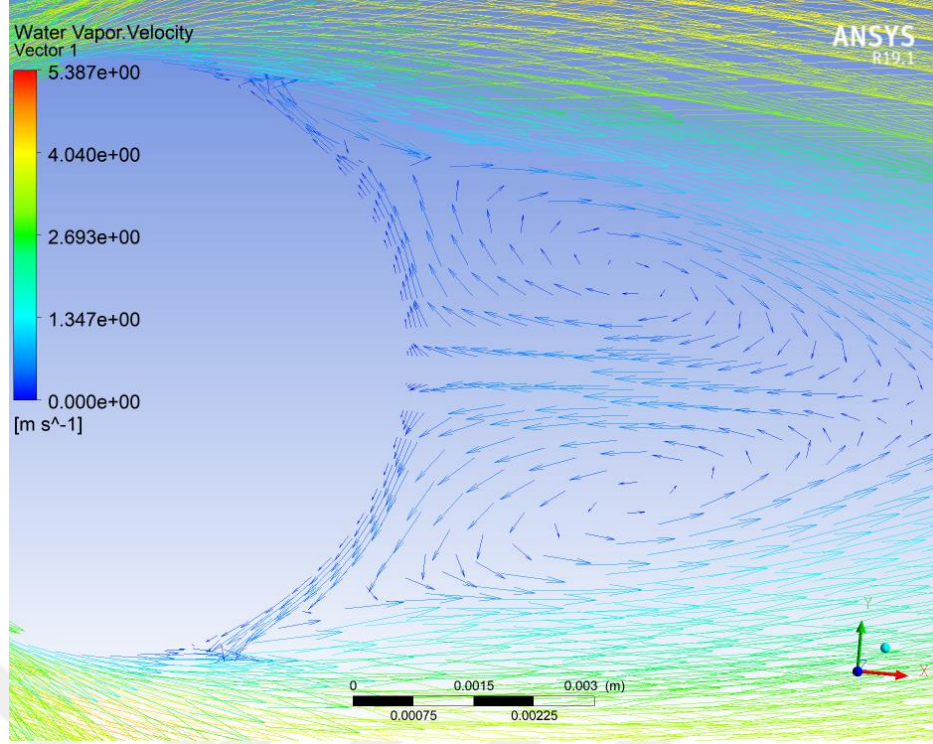
**Şekil 5.9 :** Boru arkasındaki akış yapısı ve ikincil akış bölgesi.

Şekil 5.10’da buharlaştırıcı çıkışına bitişik bir boru yüzeyi arkasındaki akış yapısı görülmektedir. Burada geri akışın etkisi görülmektedir.



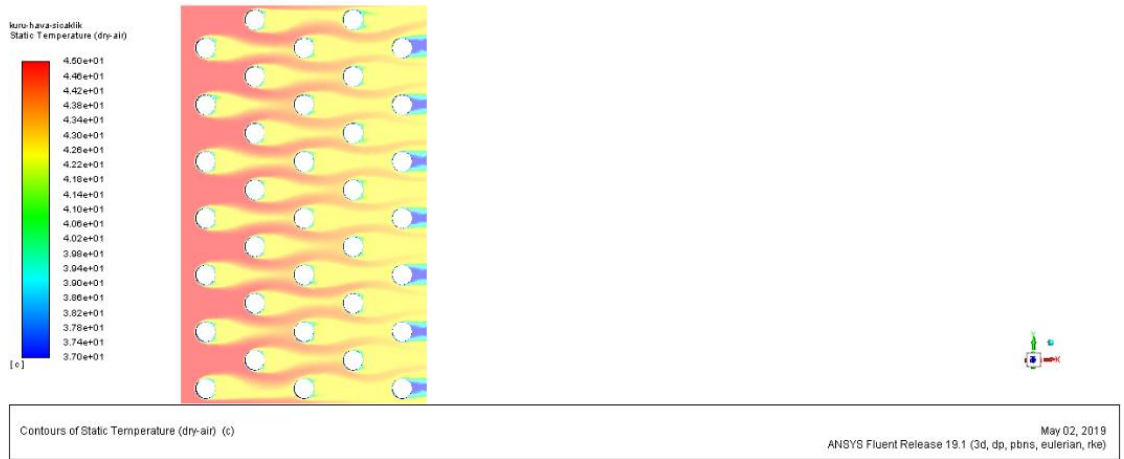
**Şekil 5.10 :** Buharlaştırıcı çıkışına bitişik boru arkasındaki akış yapısı.

Şekil 5.11’de boru cidarı üzerinde hız vektörleri ile sınır tabaka hız gradyeni gösterilmektedir. Duvar yakınındaki hız sınır tabakasının çözümlendiği görülmektedir.



**Şekil 5.11** : Boru yüzeyindeki hız profili.

Şekil 5.12 ve şekil 5.13’de sırasıyla simetri düzleminde kuru hava ve su buharı için sıcaklık dağılımı görülmektedir. Nemli havanın buharlaştırıcı boyunca soğumuş olduğu görülmektedir.

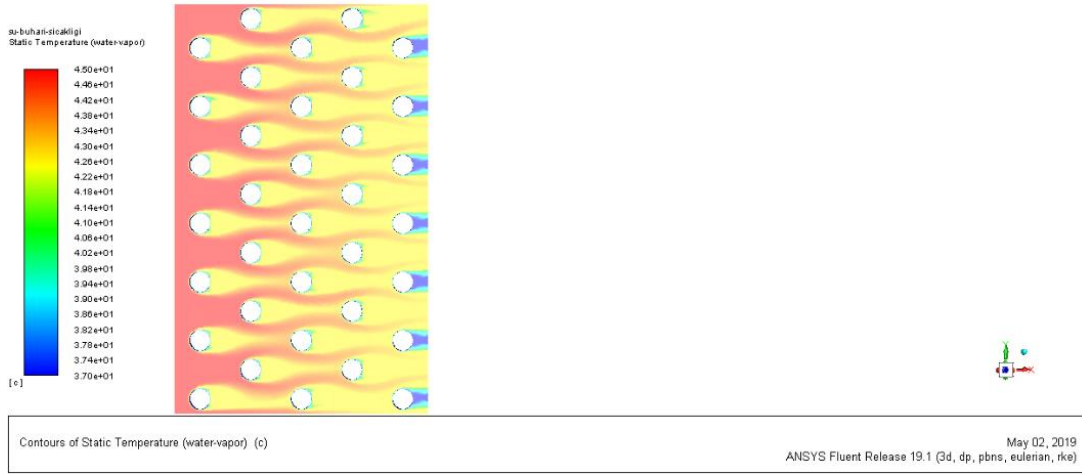


**Şekil 5.12** : Simetri düzleminde kuru hava sıcaklık değişimi.

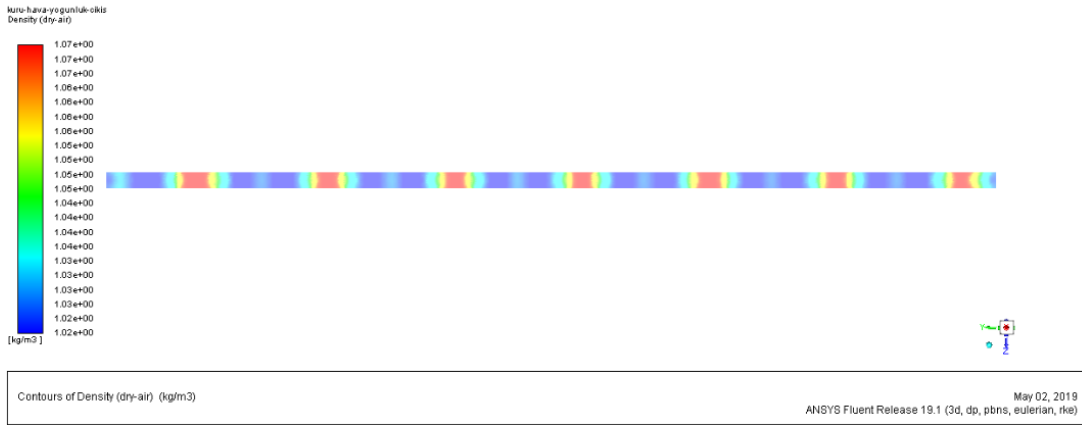
Şekil 5.14 ve şekil 5.15’te sırasıyla buharlaştırıcı çıkışında kuru hava ve su buharı için yoğunluk dağılımı görülmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine göre buharlaştırıcı çıkışındaki alan ortalamalı sıcaklık değerleri ve yoğunlaşma debileri dört farklı kanat-boru yüzeyi sıcaklığı ve iki farklı türbülans modeli kullanılarak hesaplanmıştır.

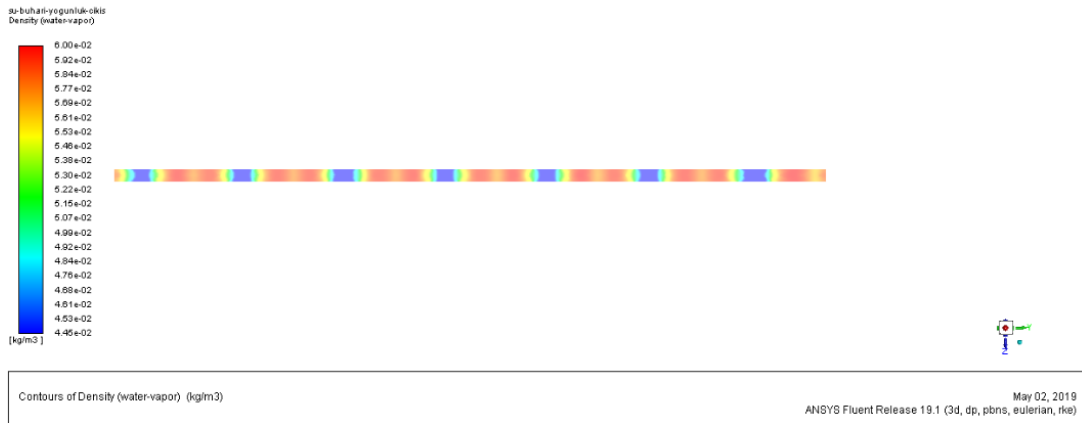
Sonuçlar çizelge 5.7’de bütünleşik olarak gösterilmiştir.



**Şekil 5.13 :** Simetri düzleminde su buharı sıcaklık değişimi.



**Şekil 5.14 :** Buharlaştırıcı çıkışında kuru hava yoğunluk değişimi.



**Şekil 5.15 :** Buharlaştırıcı çıkışında su buharı yoğunluk değişimi.

Yoğuşan su miktarı, buharlaştırıcıya giriş ve çıkıştaki özgül nem farkı ile buharlaştırıcıya giren kuru hava debisinin çarpılması ile bulunmaktadır. Bu basit bir psikrometrik analizden ileri gelmektedir.

Elde edilen yoğuşma debisi iki kanat arasına ait değer olduğu için toplam kanat aralığı ile çarpılarak buharlaştırıcıda yoğuşan su miktarı hesaplanmaktadır.

Denklem 5.1’de giriş ve çıkış bağıl nem hesapları gösterilmektedir.

$$\omega_{giriş} = \frac{\rho_{su\ buharı\ giriş}}{\rho_{kuru\ hava\ giriş}}, \quad \omega_{çıkış} = \frac{\rho_{su\ buharı\ çıkış}}{\rho_{kuru\ hava\ çıkış}} \quad (5.1)$$

Denklem 5.2’de yoğuşma miktarı hesabı gösterilmektedir.

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{kuru\ hava} (\omega_{giriş} - \omega_{çıkış}) \quad (5.2)$$

Denklem 5.2’den elde edilen sonuç iki kanat aralığındaki değerdir. Bu değeri kanat aralığı sayısı ile çarparak buharlaştırıcıdaki yoğuşma miktarı bulunabilir. Yapılan HAD modellemesi sonucunda elde edilen yoğuşma kütle debisi değerleri çizelge 5.7’de gösterilmiştir. Analitik ve HAD çalışması sonuçları için bağıl hata aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır (Denklem 5.3).

$$\% \epsilon_{HAD} = 100 \times |analitik\ sonuç - had\ sonucu / analitik\ sonuç| \quad (5.3)$$

Çizelge 5.7’de Model sütunu altındaki numaralar 4. Bölümde tanımlanmış olan model numaralarını ifade etmektedir. KHY, kuru havanın, SBY ise su buharının yoğunluğunu ifade etmektedir. KHY ve SBY sütunundaki G ve Ç harfleri kuru hava ile su buharının giriş-çıkış yoğunluk değerlerini vermektedir.

Bağıl hata değeri hesaplanırken, çizelge 4.7’de verilen analitik sonuçların aritmetik ortalaması, analitik çözümün sonucu olarak alınmıştır.

**Çizelge 5.7 : Sayısal analiz sonuçları.**

Model	Türbülans Modeli	Sıcaklık [°C]	KHY [kg/m <sup>3</sup> ]	SBY[kg/m <sup>3</sup> ]	Yoğuşma Miktarı [kg/sa]	% $\epsilon_{HAD}$
1	$k - \epsilon_{st.}$	31.816	G:1.02081 Ç:1.10917	G:0.060237 Ç:0.03307	4.478	67.932
1	$k - \epsilon_{RNG}$	31.805	G:1.02081 Ç:1.1093	G:0.060237 Ç:0.03305	4.482	67.961
1	$k - \epsilon_{Rea.}$	31,815	G1.02081 Ç:1.1092	G:0.060237 Ç:0.033071	4.478	67.932
1	$k - \omega_{st.}$	31.855	G:1.0208 Ç:1.1089	G:0.06024 Ç:0.03316	4.466	67.846
1	$k - \omega_{BSL}$	31.850	G:1.0208 Ç:1.1089	G:0.06024 Ç:0.03315	4.466	67.846
1	$k - \omega_{SST}$	31.856	G:1.0208 Ç:1.1089	G:0.06024 Ç:0.03316	4.466	67.846
2	$k - \epsilon_{st.}$	31.816	G: 1.01432 Ç: 1.0597	G:0.0622345 Ç: 0.0483	2.42	40.661
2	$k - \epsilon_{RNG}$	31.805	G: 1.01432 Ç: 1.0597	G:0.0622345 Ç: 0.0483	2.42	40.661
2	$k - \epsilon_{Rea.}$	31,815	G: 1.01432 Ç: 1.0597	G:0.0622345 Ç: 0.0483	2.42	40.661
2	$k - \omega_{st.}$	31.855	G: 1.01432 Ç: 1.06032	G:0.0622345 Ç: 0.0481	2.452	41.436
2	$k - \omega_{BSL}$	31.850	G: 1.01432 Ç: 1.06032	G:0.0622345 Ç: 0.0481	2.452	41.436
2	$k - \omega_{SST}$	31.856	G: 1.01432 Ç: 1.05912	G:0.0622345 Ç: 0.048461	2.392	39:967
3	$k - \epsilon_{st.}$	37.97	G: 1.01778 Ç: 1.06489	G:0.0611683 Ç: 0.046688	2.086	31.160
3	$k - \epsilon_{RNG}$	37.96	G: 1.017784 Ç: 1.064927	G:0.0611683 Ç: 0.046676	2.496	42.468



**Çizelge 5.7 (devam) : Sayısal analiz sonuçları-devamı.**

Model	Türbülans Modeli	Sıcaklık [°C]	KHY [kg/m <sup>3</sup> ]	SBY[kg/m <sup>3</sup> ]	Yoğuşma Miktarı [kg/sa]	% $\epsilon_{HAD}$
3	$k - \epsilon$ Rea.	37.97	G: 1.01778 Ç:1.064888	G:0.0611683 Ç: 0.046676	2.496	42.468
3	$k - \omega$ st.	37.99	G: 1.01778 Ç: 1.06474	G:0.0611697 Ç: 0.046735	2.486	42.237
3	$k - \omega$ BSL	37.99	G: 1.01778 Ç: 1.06476	G:0.0611697 Ç: 0.046728	2.486	42.237
3	$k - \omega$ SST	37.99	G: 1.01778 Ç: 1.064736	G: 0.061169 Ç: 0.046735	2.486	42.237
4	$k - \epsilon$ st.	41,60	G: 1.01432 Ç: 1.0385	G:0.0622345 Ç: 0.0548	1.318	8.953
4	$k - \epsilon$ RNG	41.60	G: 1.01432 Ç: 1.0385	G:0.0622345 Ç: 0.0548	1.318	8.953
4	$k - \epsilon$ Rea.	41.60	G: 1.01432 Ç: 1.0385	G:0.0622345 Ç: 0.0548	1.318	8.953
4	$k - \omega$ st.	41.56	G: 1.01432 Ç: 1.03882	G:0.0622345 Ç:0.054702	1.334	7.646
4	$k - \omega$ BSL	41.56	G: 1.01432 Ç: 1.03882	G:0.0622345 Ç:0.054702	1.334	7.646
4	$k - \omega$ SST	41.01	G: 1.01432 Ç: 1.04288	G:0.0622345 Ç: 0.053455	1.550	7.355



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan çalışmada bir dalgalı tip kanatlı-borulu buharlaştırıcı üzerinde nemli havanın yoğuşması anitilik ve sayısal olarak modellenmiştir. Kurulan çok fazlı akış modelinde yoğuşma; su buharı, kuru hava ve su'dan oluşan üç fazlı bir akışın bütün fazları için korunum denklemleri, hacimsel oran denklemi ve türbülans transport modelleri ile bir buharlaştırıcı geometrisi için analitik ve sayısal yöntemler vasıtası ile çözümlenmiştir.

Gerçekleştirilen çalışmada ANSYS Fluent ticari HAD çözücüsünün 19.1 versiyonu kullanılmıştır.

Çalışmanın sınırları içerisinde elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Sayısal analiz çalışmasının sonucunda yoğuşan su miktarının kullanılan türbülans modellerinden etkilenmediği saptanmıştır. Analitik çalışmaların sonucunda ise yoğuşan su miktarının, test edilen farklı korelasyonların geneli için, 1,436 kg/sa olduğu görülmüştür. Sayısal model ile analitik model sonuçları arasındaki fark beklenildiği gibi kanat-boru sabit yüzey sıcaklıklarına göre, %68'e varan bağıl hatayı barındırarak, büyük değişiklik gösterebilmektedir. Dört numaralı modelde bu bağıl hatanın %8'in altına kadar düştüğü görülmektedir. Sayısal modelde analitik modele en yakın sonuçlar kanat-boru yüzey sıcaklıklarının analitik modelden bulunan giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin ortalamasının alındığı konfigürasyonda elde edilmiştir. Bu beklenen bir sonuçtur ve sayısal çözümden elde edilen sonuçlar tanımlanan su buharı yoğunluğu-sıcaklık değişimi eğrisinin doğruluğuna bağlıdır.
- Kullanılan türbülans modellerinin buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı hesaplamaları neredeyse birbirine benzer sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, türbülans modellerinin yoğuşma miktarına net bir etkisi görülmemiştir.
- Çalışmanın ileriki aşaması için yapılabilecekler, daha gerçekçi kanat ve boru yüzey sıcaklığı ya da sıcaklık dağılımı sağlanması olarak söylenebilir.



## 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.
- Ansyst Fluent Kullanıcı Rehberi.** (2015). ANSYS Inc.
- Ansyst Fluent Teori Rehberi.** (2015). ANSYS Inc.
- Arrhenius S. A.** (1896). On the Influence of Carbonic Acid in the Air upon the Temperature of the Ground, *Philosophical Magazine and Journal of Science* (fifth series), April 1896. vol 41, pages 237–275.
- Barák, J., Fraña, 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*, 5th edition. Mc-Graw- Hill. sf. 732-733.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K.** (1985) Heat Transfer in Automobile Radiators of The Tubular Type. *International Journal Heat and Mass Transfer*. Vol 12. P-3-22.
- 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.
- Faghri, A., Zhang, Y.** (2006). *Transport Phenomena in Multiphase Systems*. Elsevier.
- Griffith P.** (1983) Dropwise Condensation. *Heat Exchanger Design Handbook E. U. Schlunder*, Vol 2, Bölüm 2.6.5. New York: Hemisphere.
- H. Hertz.** (1882) On the Evaporation of Liquids, Especially Mercury, in Vacuo. *Annalen der Physik* (Leipzig), Vol. 17, sf. 177.
- 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. Sf. 641-655.
- İpek, M** (2015). Kanal İçinde Yoğuşmanın Sayısal Modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

- Jacob, M.** (1938). "Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks," *Trans. ASME*, Vol. 60, p. 384.
- Jacobs, H.R., Fannar, H.** (1977). *Direct Contact Condensers – A Literature Survey*. University of Utah. DOE Report IDO//1523-3.
- Kim, N.H., Yun, J.H., Webb R. L.** (1997). Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers. *ASME, Journal of Heat Transfer* Vol. 119 sf. 560-567.
- Kim, N.H., Youn, B., Webb R. L.** (1999). Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements. *ASME, Journal of Heat Transfer* Vol. 121 sf. 662-667.
- Knudsen, M.** (1915). Maximum Rate of Vaporization of Mercury, *Annalen der Physik* (Leipzig).
- Kutateladze, S. S.** (1963). *Fundamentals of Heat Transfer*. New York: Academic Press.
- Labuntsov, D. A.** (1957). Heat Transfer in Film Condensation of Pure Steam on Vertical Surfaces and Horizontal Tubes. *Teploenergetika* 4, sf. 72-80.
- Lauder, 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.
- Menter, F.R.** (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, August 1994, sf. 1598-1605.
- Mirth, D.R., Ramadhyani, S.** (1994). Correlations for Predicting The Air-Side Nusselt Numbers And Friction Factors In Chilled-Water Cooling Coils. *Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion*. Taylor & Francis. Vol. 7 sf. 143-162.
- Molina M. J. & Rowland F. S.** (1974). Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature*, 249 (5460), 810–812.
- 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.
- Nusselt W.** (1916). Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes, *Zeitschr Ver. Deutsch. Ing.* Vol. 60 sf. 541–546.
- Poulikakos D.** (2013-2019). Founder of Laboratory of Thermodynamics in Emerging Technologies, ETH Zürich. Publications between 2013-2019.
- Ranz, W. E. & Marshall, W. R.** (1952). Vaporation from Drops. Part I. *Chem. Eng. Prog.* 48(3). 141–146.
- R. M. Bowen.** (1976). *Theory of Mixtures*. In A. C. Eringen, *Continuum Physics*. Academic Press, New York. 1–127.

- 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  $k-\varepsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Computers Fluids. 24(3). sf. 227-238.
- Tomiyama, A.** (1998). Struggle with computational bubble dynamics. Third International Conference on Multiphase Flow.
- T. B. Anderson ve R. Jackson.** (1967). A Fluid Mechanical Description of Fluidized Beds. I & EC Fundam. 6. sf. 527–534.
- Wilcox, D. C.** (1988). Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. A.I.A.A. J. sf. 1299-1310.
- W. H. Lee.** (1979). A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling. Technical Report LA-UR 79-975. Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico.
- Yakhot, V. ve Orszag, S. A.** (1986). Renormalization Group Analysis of Turbulence 1 - Basic Theory. J. Of Scientific Computing. 1. sf. 658-684.
- Zukauskas, A. ve Ulinskas, R.** (1983). "Banks of Plain and Finned Tubes," Heat Exchanger Design Handbook, Vol. 2, Hemisphere Publishing Corporation, New York, pp. 72-80.





## EKLER

**EK A :** Hava tarafı için ısı transfer katsayısı korelasyonları.

**A.1.** D. R. Mirth ve S. Ramadhyani korelasyonu.

Dalgalı kanatlı, sulu soğutma serpantinlerinin hava tarafındaki Nusselt sayılarını belirlemek için deney sel bir çalışma yapılmıştır. Deneysel çalışmada, beş farklı soğutma serpantininden elde edilen veriler den kuru yüzey için Nusselt sayısı korelasyonları geliştirilmiştir. Geliştirilen Nusselt sayısı korelasyonu nun literatürden elde edilen verilerle karşılaştırılması, korelasyonun rapor edilen Nusselt sayılarını % 20'lik bir hata payı içinde tahmin edebileceğini ortaya koymuştur. Çalışmada kullanılan beş farklı boru dizilimine sahip dalgalı kanatlı sulu soğutma serpantini için toplanan bütün verilerden deneme yanılma yöntemiyle genel bir korelasyon elde edilmiştir.

Bu çalışmada ısı transferi verilerini sunmak için kullanılan Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$Nu_a = \frac{h(2s)}{k_a} \quad (A.1)$$

$$Re_a = \frac{V_{max}(2s)}{v_a} \quad (A.2)$$

Burada,  $V_{max}$ , serpantin hava tarafındaki minimum kesit alanında hesaplanan hava hızı ve uzunluk parametresi,  $2s$ , ise kanat aralığının iki katıdır. Bu uzunluk parametresi, paralel plakalar arasındaki akışla ilişkili olan Nusselt sayı değerleriyle karşılaştırma yapmayı kolaylaştırmak için seçilmiştir.

$$Nu_3 = 0.0197 Re_a^{0.94} \left( \frac{S_t - D_{col}}{2s} \right)^{-0.3} \left( 1 + \frac{111,900}{[Re_a(L_{coil}/2s)]^{1.2}} \right) Pr_a^{1.3} \quad (A.3)$$

Bu çalışmada test edilen boru dizisi için boyutsuz parametrelerin geçerliliği,

$$440 \leq Re_a \leq 1,680, \quad 5.1 \leq \frac{S_t}{2s} \leq 11, \quad 2.2 \leq \frac{D_{col}}{2s} \leq 4.6$$

$$31 \leq \frac{L_{coil}}{2s} \leq 75, \quad 0.39 \leq \frac{wh}{2s} \leq 0,81, \quad 1.8 \leq \frac{wl}{2s} \leq 3.7$$

Colburn  $j$  faktörüne aşına olan uygulayıcılar için dönüşüm yapılabilmesi amacıyla aşağıdaki eşitlik verilmiştir.

$$j = Nu / (RePr^{1/3}) \quad (A.4)$$

Terminoloji:

$D_{col}$  = Kanat – boru bağlantı çapı, mm.

$h$  = Isı transfer katsayısı,  $W/m^2 K$ .

$L_{coil}$  = Hava akımı yönünde serpantin uzunluğu, m.

$k$  = Isı iletim katsayısı,  $W/m K$ .

$Pr_a$  = Prandtl sayısı, hava için, boyutsuz.

$Nu$  = Nusselt sayısı, boyutsuz.

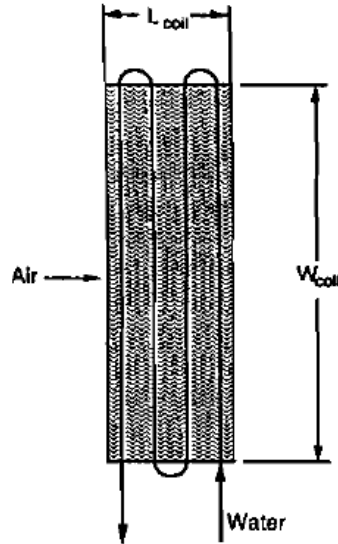
$Re_a$  = Reynold sayısı, hava için, boyutsuz.

$s$  = Kanatlar arası boşluk, mm.

$wh$  = Kanat profil yüksekliği, mm.

$wl$  = Kanat profil uzunluğu, mm.

$S_t$  = Borular arasında enine boşluk, mm.



Şekil A.1 : Isı değiştiricisi ölçüleri.

**A.2.** N. H. Kim, B. Youn, R. L. Webb korelasyonu.

Bu makale, şaşırtmalı (staggered) boru dizilimine sahip düz kanatlı-borulu ısı değiştiricileri ile ilgilidir. Hava tarafı ısı transferi katsayısını, Reynolds sayısının ve boru

çapı, boru aralığı, kanat aralığı gibi geometrik değişkenlerin bir fonksiyonu olarak olarak veren bir korelasyon geliştirilmiştir. Bu çalışmada ısı transferi korelasyonunu geliştirmek için 47 adet ısı değiştiricisi verisi kullanılmıştır ve bu verileri birbiriyle ilişkilendirmek için de çoklu regresyon tekniği kullanılmıştır.

$$j_{N=3} = 0.163 Re_D^{-0.369} (S_t/S_l)^{0.106} (s/D)^{0.0138} (S_t/D)^{0.13} \quad (A.5)$$

$$j_{N=1,2}/j_{N=3} = 1.043 [Re_D^{-0.14} (S_t/S_l)^{-0.564} (s/D)^{-0.123} (S_t/D)^{1.17}]^{(3-N)} \quad (A.6)$$

Isı transferi korelasyonu (Denklem A.5) üç veya daha fazla boru sırası için geçerlidir ve verilerin %94'ünü  $\pm$  %20 olarak tahmin eder. Denklem A.6, bir veya iki boru sıralı ısı değiştiricileri için boru sırasının etkisini hesaba katan çarpan olmakla birlikte verilerin %94'ünü,  $\pm$ %20 aralığında tahmin etmektedir. Isı transfer korelasyonunun rms hatası %10.7'dir.

Elde edilen korelasyon için geometrik ve akış parametreleri için sınırlar aşağıda gösterilmiştir.

$$505 \leq Re_D \leq 24707, \quad N \geq 3, \quad 0.857 \leq S_t/S_l \leq 1.654,$$

$$1.996 \leq S_t/D \leq 2.881, \quad 0.081 \leq s/D \leq 0.641$$

Terminoloji:

D = Boru dış çapı (sıkma bileziği dahil), m.

h = Isı transfer katsayısı, W/m<sup>2</sup> K.

j = Colburn j faktörü ( $= S_t P_r^{2/3}$ ), boyutsuz.

k = Isı iletim katsayısı, W/m K.

N = Boru sıra sayısı, boyutsuz.

P<sub>r</sub> = Prandtl sayısı, boyutsuz.

Re<sub>D</sub> = D çapına dayalı Reynolds sayısı ( $= \rho u_{\max} D / \mu$ ), boyutsuz.

s = Bitişik kanatlar arasındaki boşluk, m.

S<sub>l</sub> = Hava akış yönünde boru aralığı, m.

S<sub>t</sub> = Hava akış yönüne normal boru aralığı, m.

t = Kanat kalınlığı, m.

**A.3. Chi-Chuan Wang, Young-Ming Hwang, Yur-Tsai Lin korelasyonu.**

Bu çalışma, herringbone tipi kanat geometrisine sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı performansını gösteren bir ampirik korelasyon sunmaktadır. Regresyon analizinde yaklaşık 570 veri noktası içeren toplam 61 örnek kullanılmıştır. Öneri-

len ısı transferi korelasyonu, test verilerinin %91'ini %15'lik hata içerisinde içinde ortalama %6,98 sapma ile tanımlayabilmektedir.

DeneySEL verilerin ilişkilendirilmesi için temel alınan korelasyon formu aşağıda gösterilmiştir;

$$j = C_1 Re_{D_c}^{C_2} \quad (A.7)$$

$C_1$  ve  $C_2$  katsayılarının ısı değiştiricisinin fiziksel ölçülerine bağlı olduğu varsayılmaktadır. Katsayıları belirlemek için regresyon analizi yapılmıştır. Bu analiz ile birlikte deneme yanılma yoluyla nihai Colburn  $j$  faktörü için elde edilen denklemler aşağıda verilmektedir.

$$Re_{D_c} < 1000$$

$$j = 0.882 Re_{D_c}^{J_1} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{J_2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{J_3} \left(\frac{F_s}{D_c}\right) (\tan\theta)^{-0.2} \quad (A.8)$$

Burada,

$$J_1 = 0.0045 - 0.491 Re_{D_c}^{-0.0316 - 0.0171 \ln(N \tan\theta)} \quad (A.9)$$

$$\left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0.109 \ln(N \tan\theta)} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.542 + 0.0471N} \left(\frac{F_s}{D_c}\right) (\tan\theta)^{-0.2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0.349}$$

$$J_2 = -2.72 + 6.84 \tan\theta \quad J_3 = 2.66 \tan\theta$$

$$Re_{D_c} < 1000$$

$$j = 0.0646 Re_{D_c}^{j^1} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{j^2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.03} \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{0.432} (\tan\theta)^{-0.692} N^{-0.737} \quad (A.10)$$

Burada,

$$j^1 = -0.0545 - 0.0538 \tan\theta - 0.302 N^{-0.24} \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{-1.3} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.379} \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{-1.35} (\tan\theta)^{-0.256} \quad (A.11)$$

$$j^2 = -1.29 - \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{1.77 - 9.43 \tan\theta} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.229 - 1.43 \tan\theta} N^{-0.166 - 1.08 \tan\theta}$$

$$\left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0.174 \ln(0.5N)} \quad (\text{A.12})$$

Terminoloji:

$A_c$  = En küçük serbest akış alanı,  $m^2$ .

$A_o$  = Toplam yüzey alanı,  $m^2$ .

$C_1, C_2$  = Korelasyon parametreleri, boyutsuz.

$D_c$  = Kanat – boru bağlantı çapı,  $D_o + 2\delta_f$ , m.

$D_h$  = Hidrolik çap,  $4A_cL/A_o$ , m.

$D_o$  = Boru dış çapı, m.

$F_s$  = Kanat aralığı, m.

$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}}$ , Colburn faktörü, boyutsuz.

$j_3$  = 3 sıralı boru için Colburn faktörü.

$j_N$  = N sıralı boru için Colburn faktörü.

$L$  = Isı değiştiricisinin derinliği, m.

$N$  = Boyuna boru sıralarının sayısı, boyutsuz.

$P_l$  = Boyuna boru aralığı, m.

$P_t$  = Enine boru aralığı, m.

$Re_{D_c}$  = Kanat – boru bağlantı çapına dayalı Reynolds sayısı, boyutsuz.

$\delta_f$  = Kanat kalınlığı, m.

$\theta$  = Kanat profil açısı, derece.

**A.4.** C. C. Wang, W. L. Fu, C. T. Chang korelasyonu.

Tipik dalgalı kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin ısı transferi özellikleri üzerinde kapsamlı deneyler yapılmıştır. Bu çalışmada, boru dizisi sayısı, kanat uzunluğu ve akış düzenlemeleri dahil olmak üzere farklı geometrik parametrelere sahip 18 adet dalgalı fin ve tüp ısı değiştiricisi örneği bir rüzgar tüneline test edilmiştir. Sonuçlar, Colburn  $j$  faktörünün Reynolds sayısına karşı 400 ila 8000 aralığında boru çapına dayanan grafikleri olarak sunulmaktadır. Bununla beraber mevcut dalgalı kanat korelasyonları ile karşılaştırmalar da bildirilmiştir.

$$j = \frac{1.201}{[\ln(Re_{D_c}^g)]^{2.921}} \quad (\text{A.13})$$

Eşitlik, deney sonuçlarından elde edilen verileri %94 oranında ilişkilendirebilir ve hata oranı %10 olmaktadır.

*Terminoloji:*

$D_c$  = Kanat – boru bağlantı çapı, m.

$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}}$ , Colburn faktörü, boyutsuz.

$Re_{D_c}$  = Kanat – boru bağlantı çapına dayalı Reynolds sayısı, boyutsuz.

$\sigma$  = Kesit alanının daralma oranı, boyutsuz.

**EK B :** Soğutucu akışkan tarafı tek faz için ısı transfer katsayısı korelasyonları.

**B.1.** F. W. Dittus ve L. M. K. Boelter korelasyonu.

Dittus ve Boelter (1930), tüm fiziksel özelliklerin ortalama kütle sıcaklığında değerlendirildiği aşağıdaki korelasyonu önermiştir:

$$Nu_u = 0.023Re^{4/5}Pr^n \quad (B.1)$$

Burada,

$$n \begin{cases} 0.4 \text{ ısıtma için} \\ 0.3 \text{ soğutma için} \end{cases}$$

Korelasyonun geçerli olduğu aralıklar ise,

$$0.7 \leq Pr \leq 160 \quad Re \geq 10,000 \quad L/D \geq 10$$

**EK C :** İki fazlı akış bölgesi için ısı transfer korelasyonları.

**C.1.** Gungör – Winterton korelasyonu.

Gungor ve Winterton korelasyonu ile kabarcıklı kaynamanın konvektif ısı aktarımı üzerindeki etkisini hesaba katan bir konvektif geliştirme faktörü olan  $E_{GW}$  ile birlikte bir kabarcıklı kaynama bastırma faktörü dahil edilmiştir. Korelasyon aşağıdaki gösterilmiştir.

$$h_b = S_{GW}h_{nb} + E_{GW}h_L \quad (C.1)$$

$$S_{GW} = (1 + 1.15 \times 10^{-6}E_{GW}^2Re_L^{1.17})^{-1} \quad (C.2)$$

$$E_{GW} = 1 + 24,000Bo^{1.16} + 1.37X_{tt}^{-0.86} \quad (C.3)$$

Kaynama sayısı,  $Bo$ , aşağıdaki denklem ile tanımlanır:

$$B_o = \frac{\dot{q}}{\lambda G} \quad (C.4)$$

Yatay borular ve  $Fr_{LO} < 0.05$  için,  $S_{GW}$ ,  $Fr_{LO}^{0.5}$  ile çarpılır ve  $E_{GW}$ ,  $Fr_{LO}^{(0.1-2Fr_{LO})}$  ile çarpılır.

Kabarcıklı kaynama ısı transfer katsayısı Cooper korelasyonu kullanılarak hesaplanır ve Dittus-Boelter denklemi, zorlanmış taşınım katsayısının eldesi için kullanılır.

Sıvı özellikleri, doymuş kaynama için  $T_{sat}$  sıcaklığında ve aşırı soğutulmuş kaynama için  $T_b$  sıcaklığında değerlendirilir.

Korelasyon, su, etilen glikol ve beş soğutucu akışkan için yaklaşık 3700 veri noktasından oluşan bir veri tabanı kullanılarak geliştirilmiştir. Eşitlik C.2'deki kaynama sayısı teriminden dolayı, buhar konsantrasyonu sıfır olduğunda, geliştirme faktörü bir değerine düşmez. Bununla birlikte, korelasyon, özellikle doymuş kaynama rejimindeki soğutucu akışkanlar için dayandığı verilerin nispeten iyi bir sunumunu sağlar.

Denklemler, C.2 ve C.3'deki sabitler, karmaşık bir yinelemeli regresyon prosedürü ile belirlenmiş olmakla beraber kabarcıklı ve konvektif terimler denklem C.2 ile kuvvetli bir şekilde birleştirilmiştir.

Cooper korelasyonu ise aşağıda gösterilmiştir.

$$h_{nb} = 55\dot{q}^{0.67}P_r^{0.12}(-\log_{10}P_r)^{-0.55}M^{-0.5} \quad (C.5)$$

Burada;

$h_b$  = Konvektif kaynama ısı transfer katsayısı [ $W/m^2 K$ ].

$h_{nb}$  = Çekirdek kaynağı kaynama ısı transfer katsayısı [ $W/m^2 K$ ].

$h_L$  = Tek başına akan sıvı faz için konvektif ısı transfer katsayısı [ $W/m^2 K$ ].

$X_{tt}$  = Her iki fazdaki akışın türbülanslı olduğu durum için Lockhart  
– Martinelli parametresi.

$E_{GW}$  = Güngör – Winterton korelasyonunda konvektif gelişim faktörü.

$S_{CH}$  = Chen korelasyonunda nükleer kaynama bastırma faktörü.

$S_{GW}$  = Gungor Winterton korelasyonunda nükleer kaynama bastırma faktörü.

$\dot{q}$  = Isı akısı [ $W/m^2$ ].

$M$  = Moleküler ağırlık.

$Fr_{LO}$  = Sıvı olarak toplam akışa bağlı olarak Froude sayısı.

$G$  = Kütle akısı [ $kg/s\ m^2$ ].

$P_r$  = İndirgenmiş basınç [ $kPa$ ].

$Re_L$  = Sıvı faz için Reynolds sayısı.

$T_{sat}$  = Sistem basıncında doyma sıcaklığı [ $K$ ].

$T_b$  = Sıvı fazın kitlesele sıcaklığı [ $K$ ].

$\lambda$  = Buharlaşma gizli ısı [ $J/kg$ ].

$x$  = Kalite, Kuruluk derecesi.

## C.2. Mirza M. Shah korelasyonu.

Mini/mikro kanalların yanı sıra yatay ve dikey yukarı akışta geleneksel boyuttaki kanalların kritik ısı akısı değerine ulaşmadan önce doymuş kaynama sırasındaki ısı transfer katsayılarının tahmin edilmesi için bir korelasyon sunulmuştur. Elde edilen korelasyon, içerisinde 0.38 - 27.1 mm çapları arasında çeşitli kanal şekillerinde (yuvarlak, dörtgen, üçgen), tamamen ya da kısmen ısıtılan yatay ve dikey aşağı yönlü akış bulunan, indirgenmiş basınç değeri 0.0046 - 0.787 arasına olan, 15-2437  $kg\ m^{-2}s^{-1}$  kütle debisi aralığında 30 akışkan (su, karbondioksit, amonyak, halokarbon soğutucu akışkanları, organik maddeler, kriyojenikler) içeren bir veritabanı ile doğrulanmıştır.

Yeni geliştirilen korelasyon 81 kaynaktan sağlanan 137 veri setinden 4852 veri noktasını %18.6 standart sapma ile tahmin edebilmektedir. Aynı veritabanı ile diğer bir kaç korelasyon da karşılaştırılmış ve hepsi önemli derecede yüksek standart sapmalara sahip oldukları görülmüştür.

Shah korelasyonu ilk önce grafik biçiminde (Shah, 1976) ve daha sonra denklem biçiminde (Shah, 1982) yayınlanmıştır. Hem yatay hem de dikey borulara uygulanabilen ilk korelasyondur.

Çalışma, kabarcıklı kaynama, kabarcık oluşumunun ihmal edildiği konvektif kaynama ve hem kabarcıklı kaynama hem de konvektif etkilerin önemli olduğu bir ara kabarcık rejimine sahiptir. Düşük Froude sayısındaki yatay borularda katmanlaşma nedeniyle ısı transferinde düşüş meydana gelmektedir. Korelasyon aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$\psi = h_{TP}/h_{LO} \quad (C.6)$$



$$\psi_{cb} = 1.8/J^{0.8} \quad (C.7)$$

$J > 1$  olduğunda,

$$\psi_{nb} = \psi_0 \quad (C.8)$$

Eğer,  $\psi$ ,  $\psi_{nb}$  ve  $\psi_{cb}$ 'den büyükse,  $0.1 \leq J \leq 1$  için,

$$\psi_{bs} = F\psi_0 \exp(2.74J^{-0.15}) \quad (C.9)$$

Eğer,  $\psi$ ,  $\psi_{bs}$  ve  $\psi_{cb}$ 'den büyükse,  $Bo \geq 0.0011$  için,  $F = 0.064$  ve  $Bo < 0.0011$  için  $F = 0.067$  olarak alınır.

$J$  parametresi ise aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$J = (0.38Fr_{LT}^{-0.3})^n Co \quad (C.10)$$

Yatay borular için  $n = 1$  ve  $Fr_{LT} < 0.04$  olmaktadır.  $Fr_{LT} \geq 0.04$  olan yatay borular ve diğer bütün dikey borular için  $n = 0$  olacaktır.

$Co$ , Shah (1976) tarafından tanımlanan konveksiyon sayısıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \quad (C.11)$$

$\psi_0$  ise  $\psi$ 'nin  $x = 0$ 'daki değeridir ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\psi_0 = 230Bo^{0.5} \quad (C.12)$$

Denklem C.6'daki  $h_{LO}$  tek başına akan sıvı faz için ısı transfer katsayısıdır ve şu şekilde hesaplanır:

$$h_{LO} = 0.023 \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_L}\right) Pr^{0.4} \left(\frac{k_L}{D}\right) \quad (C.13)$$

Shah (1982)'in yayınladığı korelasyonun kullanıldığı, yine Shah'ın 2016 yılında var olan korelasyonla ilişkili olarak büyük bir veri seti kullanarak genelleştirilmiş bir korelasyon geliştirmiştir.

Korelasyonun geliştirilmesi, Shah (1982)'in korelasyonu ile mini kanallar ( $D \leq 3$  mm) için elde olan yoğun veritabanının karşılaştırılması ile başlamıştır. Sonuçlar, çoğu veriyle oldukça iyi bir uyum göstermiştir. Bununla birlikte, düşük akış hızlarında bazı veriler önemli ölçüde düşük olarak öngörülmüştür. Bunun nedeni olarak yüzey geriliminin etkisi olabileceği düşünülmüştür. Yüksek akış hızlarında atalet kuvveti, yüzey gerilimi kuvvetine hakim gelmiştir, düşük akış hızlarında ise aksi şekilde yüzey geri-

limi kuvveti etkin parametre olmuştur. Weber sayısı, yüzey gerilimi kuvveti ile atalet kuvveti arasındaki orandır. Tamamıyla buhar halindeki akış için aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$We_{GT} = \frac{G^2 D}{\rho_G \sigma} \quad (C.14)$$

During the development of the author's correlation for condensation in mini-channels (Shah, 2016b), it was found that effects of surface tension become significant at  $We_{GT} < 100$ .

Yazarın mini-kanallar (Shah, 2016b) için yoğuşma korelasyonunun gelişimi sırasında yüzey geriliminin etkilerinin  $We_{GT} < 100$ 'de önemli olduğu görülmüştür. Benzer bir davranış kaynama verilerinde de bulunmuştur. Bununla birlikte, kaynama sayısının da bir etkisi olduğu fark edilmiştir. Çalışmalar esnasında, Weber sayısının etkisi kaynama sayısı ( $Bo$ ) arttıkça düşme eğilimindeydi. Tüm veriler analiz edilerek, aşağıdaki ilişki elde edilmiştir:

$$F = 2.1 - 0.008We_{GT} - 110Bo \quad (C.15)$$

Eğer denklem C.15'de verilen eşitlik  $< 1$  ise  $F = 1$  olarak alınır.

F faktörü ise şöyle tanımlanır:

$$h_{TP} = F \cdot h_{Shah} \quad (C.16)$$

Burada  $h_{Shah}$ , Shah (1982) tarafından öngörülen ısı transfer katsayısıdır.

Denklem C.16 daha büyük çaplara ait verilerle karşılaştırıldı. Froude sayısının,  $Fr_{LT}$ , çok düşük olduğu yatay borular için denklem C.16 aşırı değerler öngörüordu. Verilerin yakın incelemesi ise  $Fr_{LT} \leq 0.01$ , için  $F = 1$  olduğunu göstermiştir.

Dairesel olmayan kanallar için eşdeğer çap hesabında aşağıdaki iki tanım sıklıkla kullanılmaktadır:

$$D_{HYD} = \frac{4(\text{Flow Area})}{\text{Wetted Perimeter}} \quad (C.17)$$

$$D_{HP} = \frac{4(\text{Flow Area})}{\text{Perimeter with Heat Transfer}} \quad (C.18)$$

Kanal her taraftan ısıtılıyorsa,  $D_{HP} = D_{HYD}$  alınır. Kısmen ısıtılmış kanallar için  $D_{HP} > D_{HYD}$  ve hesaplanan ısı transfer katsayıları farklıdır. Mevcut veri tabanında  $D_{HP}$  ile  $D_{HYD}$  arasında fazla bir fark yoktur ve bu nedenle seçim açık değildir. Borulardaki yoğuşma için geliştirilmiş korelasyonun geliştirilme-sinde (Shah, 2016b, 2016c),

$D_{HYD}$  ve  $D_{HP}$  arasında büyük farklılıklar olduğu için seçim için değerlendirilmiştir.

Bu bağlamda üç seçenecek düşünülmüştür:

- $D_{HYD}$  boyunca kullanılan,
- $D_{HP}$  boyunca kullanılan,
- $We_{GT}$ 'de kullanılan  $D_{HYD}$  ve diğer her yerde kullanılan  $D_{HP}$ .

Bunlardan üçüncü alternatif en az sapmayı vermiştir. Bu, tüm çevre boyunca akış meydana geldiği için makul görünürken, aksine ısı transferi sadece soğutulmuş veya ısıtılmış olan çevre boyunca gerçekleşir. Mevcut korelasyon için ayrıca Froude sayısı da dahil edilmiştir. Tüm çevre boyunca akış meydana geldiğinde,  $D_{HYD}$ 'nin  $Fr_{TP}$ 'de eşdeğer çap olarak kullanılması gerektiği hissedilir.  $D_{HYD}$  ve  $D_{HP}$ 'de büyük farklılıklar bulunan veriler mevcut olduğunda bu eşdeğer çap seçimlerinin yeniden incelenmesi gerekecektir.

Bu araştırma sırasında geliştirilen birleşik/genelleştirilmiş korelasyon aşağıdaki gibidir.

$$F = h_{TP}/h_{Shah} = (2.1 - 0.008We_{GT} - 110Bo) \geq 1 \quad (C.19)$$

Yatay borularda/kanallarda  $Fr_{LT} < 0.01$ , için  $F = 1$  alınır.

$D_{HYD}$ 'yi  $We_{GT}$  ve  $Fr_{LT}$  ifadesinde,  $D_{HP}$ 'yi ise diğer tüm ifadelerde kullanılır.

Terminoloji:

$Bo$  = Kaynama sayısı =  $q(Gh_{LG})^{-1}$ , [boyutsuz].

$Co$  = Konveksiyon sayısı =  $(1/x - 1)^{0.8}(\rho_G/\rho_L)^{0.5}$ , [boyutsuz].

$D$  = Boru iç çapı, [m].

$D_{HP}$  = Isıtılmış çevre dayalı eşdeğer çap, [m].

$D_{HYD}$  = hidrolik eşdeğer çap, [m].

$F$  = Mevcut korelasyondaki faktör, [boyutsuz].

$Fr_{LT}$  = Tamamen sıvı akışında Froude sayısı =  $G^2(\rho_L^2gD)^{-1}$ , [boyutsuz].

$G$  = Toplam kütle akısı (buhar + sıvı), [ $kgm^{-2}s^{-1}$ ].

$g$  = Yer çekiminden kaynaklanan ivme, [ $ms^{-2}$ ].

$h$  = Isı transferi katsayısı, [ $Wm^{-2}K$ ].

$h_{cb}$  = Konvektif kaynama sırasında ısı transfer katsayısı, [ $Wm^{-2}K$ ].

$h_{LG}$  = Gizli buharlaşma ısısı, [ $\text{Jkg}^{-1}$ ].

$h_{LO}$  = Boruda tek başına akan sıvı faz ısı transfer katsayısı, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}$ ].

$h_{LT}$  = Tüm kütle sıvı olarak aktığında ısı transfer katsayısı, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}$ ].

$h_{nb}$  = Kabarcıklı kaynama sırasında ısı transfer katsayısı, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}$ ].

$h_{Shah}$

= Shah korelasyonu tarafından tahmin edilen ısı transfer katsayısı, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}$ ].

$h_{TP}$  = İki fazlı kaynama ısı transfer katsayısı, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}$ ].

$J$  = Denklem 5'in uygulanabildiği yerler dışında  $Co'$ ya eşittir, [boyutsuz].

$k$  = Isı iletim katsayısı, [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ].

$p_r$  = İndirgenmiş basınç, [boyutsuz].

$Pr$  = Prandtl sayısı, [boyutsuz].

$q$  = Isı akısı, [ $\text{Wm}^{-2}$ ].

$Re_{LT}$  = Boruda tek başına akan sıvı faz için Reynolds sayısı  
=  $G(1 - x)D\mu_L^{-1}$ , [boyutsuz].

$Re_{LO}$  = Sıvı olarak akan tüm kütle için Reynolds sayısı =  $GD\mu_L^{-1}$ , [boyutsuz].

$T_{SAT}$  = Doyma sıcaklığı, [K].

$We_{GT}$  = Buhar olarak akan tüm kütle için Weber numarası, [boyutsuz].

$x$  = Buhar kalitesi, [boyutsuz].

$\mu_L$  = Dinamik viskozite, Sıvı, [ $\text{kgms}^{-1}$ ].

$\rho_L$  = Yoğunluk, Sıvı, [ $\text{kgm}^{-3}$ ].

$\rho_G$  = Yoğunluk, Buhar, [ $\text{kgm}^{-3}$ ].

*İndisler:*

$L$  = Sıvının.

$G$  = Buharın.

$bs$  = Kabarcık rejiminde.

$cb$  = Konvektif kaynama rejiminde.

$nb$  = Kabarcıklı kaynama rejiminde.

$0$  = Sıfır kalitede.

**EK D :** Hava tarafı için basınç düşüşü korelasyonları.

**D.1. D. R. Mirth ve S. Ramadhyani korelasyonu.**

Boru devresi üzerinde gerçekleşen basınç düşüşünün üç terimden oluştuğu varsayılmıştır;

$$\Delta P_{coil} = \Delta P_{tubes} + \Delta P_{fins} + \Delta P_{flow\ acceleration} \quad (D.1)$$

Giriş ve çıkış basınç kayıpları soğutma boru devreleri için genellikle ihmal edilebilmektedir, ancak aksi takdirde kanat basınç düşüşü terimi  $\Delta P_{fins}$ 'e dahil edilir.

Borulara bağlı basınç düşüşü,  $\Delta P_{tubes}$ , Zukauskas (1972) tarafından şaşırtmalı dizilimli bir boru devresi üzerindeki akış için önerilen aşağıdaki denklem yoluyla hesaplanmıştır;

$$\Delta P_{tubes} = f_{tubes} N_{rows} \frac{G^2}{2\rho_1} \quad (D.2)$$

Burada kütle akısı,  $G = \dot{m}_a / A_{min}$  olarak tanımlanmıştır. Boru devresi için sürtünme faktörü,  $f_{tubes}$ , Zukauskas (1972) tarafından sunulan verilere uygun olarak elde edilen bir eğriden belirlenmiştir;

$$f_{tubes} = \frac{2.17}{(S_t/D)^{1.08}} - \frac{0.174 \ln Re_D}{(S_t/D)^{1.24}} \quad (D.3)$$

Soğutma serpantinleri için boru çapı,  $D$ , gerçekte dış çap,  $D_{col}$  olacaktır. Bu veriler sonucu uydurulan eğri 0,032 değerinde bir standart sapmaya sahiptir. Geliştirilen bu korelasyon, 1.000-20.000  $Re_D$  aralığında bir akış ve 1.25 ila 2.5 arasında değişen  $(S_t/D)$  eş aralıklı şaşırtmalı boru dizilimine sahip bir ısı değiştiricisine uygulanabilir. Bu korelasyon aynı zamanda serpantine giriş ve çıkış kayıplarını da içermektedir. Boru üzerindeki akışın hızlanması nedeniyle oluşan basınç düşüşü,  $\Delta P_{flow\ acceleration}$ , Kays ve London tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$\Delta P_{flow\ acceleration} = (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \left( \frac{G^2}{\rho_2} \right) \quad (D.4)$$

Akış hızlanmasına ve boru boyunca akışa atfedilen basınç düşüşü ( $\Delta P_{fins}$ ) belirlemek için ölçülen basınç düşüşü,  $\Delta P_{coil}$ 'den çıkarılmıştır. Sürtünme faktörü  $f_{fins}$  daha sonra aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır;

$$\Delta P_{fins} = f_{fins} \frac{\rho_1 A_f}{\rho_{av} A_{min}} \left( \frac{G^2}{\rho_2} \right) \quad (D.5)$$

Borular tarafından ısı değiştiricisinde üretilen basınç düşüşü, çıplak boru (kanatsız bo-

ru devresi) tarafından üretilen basınç düşüşünden farklı olsa da,  $\Delta P_{tubes}$ 'ün  $\Delta P_{coil}$ 'den çıkarılması, boru ile ilgili parametrelerin ( $S_t$ ,  $S_l$  ve  $D_c$ ) etkisine karşı daha az hassas olan basınç kaybının sonuç değerini düşürür.

Daha fazla kanat profili yüksekliği daha büyük sürüklenme kuvvetine neden olduğu için kanat sürtünme faktörünün,  $f_{fins}$ , kanat profil yüksekliğinden önemli miktarda etkilenmesi beklenilmektedir. Sonuç olarak, bu çalışmada sürtünme faktörü sonuçlarının tümü, birincil uzunluk parametresi olarak profil yüksekliği kullanılarak,  $wh$ , sunulmuş ve ilişkilendirilmiştir.

Burada Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır;

$$Re_{a,wh} = \frac{v_{max}wh}{\nu_a} \quad (D.6)$$

Kanat sürtünme faktörü ise aşağıda verilmiştir;

$$f_{fins} = \frac{8.64}{Re_{a,wh}^{0.457}} \left(\frac{2s}{wh}\right)^{0.473} \left(\frac{L_{coil}}{wh}\right)^{-0.545} \quad (D.7)$$

$A_f$  = Kanat yüzey alanı,  $m^2$ .

$A_{face}$  = Boru devresi yüzey alanı,  $m^2$ .

$A_{min}$  = En küçük akış alanı,  $m^2$ .

$D$  = Kanat – boru bağlantı çapı, mm.

$D_{coil}$  = Kanat – boru bağlantı çapı, mm.

$G$  = En küçük akış alanında kütle akışı,  $kgm^{-2}s^{-1}$ .

$h$  = Isı transfer katsayısı,  $W/m^2 K$ .

$L_{coil}$  = Hava akımı yönünde serpantin uzunluğu, m.

$k$  = Isı iletim katsayısı,  $W/m K$ .

$Pr_a$  = Prandtl sayısı, hava için, boyutsuz.

$Nu$  = Nusselt sayısı, boyutsuz.

$Re_{a,wh}$  = Kanat profil yüksekliğine göre Reynold sayısı, hava için, boyutsuz.

$Re_D$  = Kanat profil yüksekliğine göre Reynold sayısı, hava için, boyutsuz.

$N_{rows}$  = Boru dizisi sayısı, boyutsuz.

$s$  = Kanatlar arası boşluk, mm.

$\rho_1$  = Boru devresinin girişindeki hava yoğunluğu,  $kgm^{-3}$ .

$\rho_2$  = Boru devresinin çıkışındaki hava yoğunluğu,  $kgm^{-3}$ .

$\rho_{av}$  = Ortalama yoğunluk,  $kgm^{-3}$ .

$\sigma$  = Alan oranı,  $A_{\text{face}}/A_{\text{min}}$ , boyutsuz.

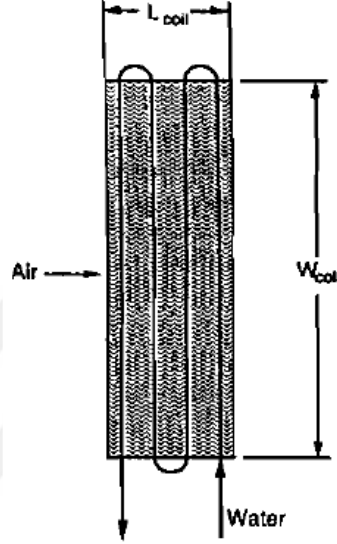
$wh$  = Kanat profil yüksekliği, mm.

$wl$  = Kanat profil uzunluğu, mm.

$S_t$  = Borular arasında enine boşluk, mm.

$V_{\text{max}}$  = En küçük kesitte hesaplanan hava hızı,  $\text{ms}^{-1}$ .

$u_a$  = Havanın kinematik viskozitesi,  $\text{ms}^{-1}$ .



Şekil D.1 : Isı değiştiricisi ölçüleri.

**D.2.** N. H. Kim, B. Youn, R. L. Webb korelasyonu.

Isı transferinde gerçekteşenin aksine, toplam basınç düşüşünün önemli bir kısmı, kanat profilinin sürüklenme etkisi nedeniyle boru devresiyle ilişkili olduğu söylenebilir.

Toplam basınç düşüşü  $\Delta P$  şu şekilde yazılabilir;

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_t \quad (\text{D. 8})$$

Burada,  $\Delta P_t$ , borulardaki sürüklenme kuvvetinin neden olduğu basınç düşüşüdür ve  $\Delta P_f$  ise kanatlardaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır.

$\Delta P_t$  ve  $\Delta P_f$  için aşağıdaki denklemler yazılabilir;

$$\Delta P = \frac{A}{A_c} \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (\text{D. 9})$$

$$\Delta P_f = f_f \frac{A_f}{A_c} \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (\text{D. 10})$$

$$\Delta P_t = f_t \frac{A_t}{A_{c,t}} \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (\text{D. 11})$$

Yukarıdaki denklemleri ilk denklemde yerine koyar ve  $f$  sürtünme faktörü için yeni-

den düzenlersek,

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A}\right) \left(1 - \frac{t}{p_f}\right) \quad (D.12)$$

elde ederiz.

Bu denklem, tek sıralı bir boru devresi için sürtünme faktörü,  $f_t$ , biliniyorsa, kanat sürtünme katsayısı,  $f_f$ , için çözülebilir. Bununla birlikte korelasyon,  $S_t/D \leq 2.5$  değeri ile sınırlıdır. Böylece, bunun yerine  $S_t/D = 3.00$  değerine uygulanabilir Jakob (1938) korelasyonu kullanılmıştır. Şaşırtmalı boru düzenine uygulanabilir Jakob (1938) korelasyonu aşağıdaki verilmiştir;

$$f_t = \frac{4}{\pi} \left(0.25 + \frac{0.118}{[(S_t/D)-1]^{1.08}} Re_D^{-0.16}\right) [(S_t/D) - 1] \quad (D.13)$$

Bu çalışmada yazarlar kendi deneysel verilerini kullanarak,  $S_t/D \leq 2.5$ , Zukauskas ve Ulinskas (1983) korelasyonu ile Jakob korelasyonunu karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırma, Zukauskas ve Ulinskas (1972) korelasyonunun sonuçları Jakob korelasyonundan yüzde 5,3 (rms ortalaması, maksimum yüzde 8,8) daha yüksek tahmin ettiğini ortaya koy-muştur. Denklem 8 kullanılarak kanat sürtünme faktörü  $f_f$  hesaplanmıştır.

$$f_f = 1.455 Re_D^{-0.656} (S_t/S_l)^{-0.347} (s/D)^{-0.134} (S_t/D)^{1.23} \quad (D.14)$$

Kanatlı-borulu ısı değiştiricisi için sürtünme katsayısı, 13 ve 14 numaralı denklemlerin 1 numaralı denklem içerisine konulup  $f$  için çözülmesiyle elde edilmiştir.

Isı transferinden farklı olarak, basınç düşüşünde genellikle boru sıra sayısının etkisi gözlenmez. Bu nedenle, ayrı olarak boru sıra sayısı etkisi için bir korelasyon geliştirmek amacıyla bir girişimde bulunulmamıştır.

Bu çalışmada, düz kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için hava tarafı sürtünme faktörü korelasyonları geliştirilmiştir. Korelasyonlar, boru çapları 7.3 mm ila 19.3 mm arasında olan bir veri tabanından geliştirilmiştir.

Sürtünme faktörü korelasyonu, denklem 14, verilerin yüzde 90'ını  $\pm$  %20 olarak tahmin etmektedir. Denklem RMS hatası %12,6 olmakla beraber ilgili sınırlamalar aşağıda verilmiştir.

$$505 \leq Re_D \leq 19766, \quad 0.857 \leq S_t/S_l \leq 1.654$$

$$1.966 \leq S_t/D \leq 2.876, \quad 0.081 \leq s/D \leq 0.641$$



Terminoloji:

$A$  = Hava tarafı yüzey alanı (kanatlar ve borular),  $m^2$ .

$A_c$  = En küçük akış alanında akış kesit alanı,  $m^2$ .

$A_{c,t}$  = Boru devresi için en küçük akış alanında akış kesit alanı,  $m^2$ .

$A_f$  = Kanatların yüzey alanı,  $m^2$ .

$D$  = Boru dış çapı (sıkma bileziği dahil), m.

$f$  = Fanning sürtünme faktörü, boyutsuz.

$f_f$  = Kanat alanı ile ilişkili sürtünme faktörü, boyutsuz.

$f_t$  = Boru yüzey alanı ile ilişkili sürtünme faktörü, boyutsuz.

$G_c$  = Kütle akışı ( $= \rho u_{max}$ ),  $kgm^{-2}s^{-1}$ .

$N$  = Boru sıra sayısı, boyutsuz.

$p_f$  = Boru yüzey alanı ile ilişkili sürtünme faktörü, boyutsuz.

$Re_D$  =  $D$  çapına dayalı Reynolds sayısı ( $= \rho u_{max} D / \mu$ ), boyutsuz.

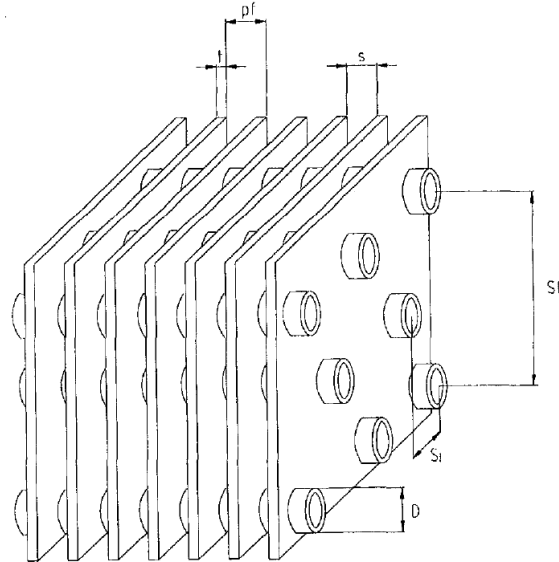
$s$  = Bitişik kanatlar arasındaki boşluk, m.

$S_l$  = Hava akış yönünde boru aralığı, m.

$S_t$  = Hava akış yönüne normal boru aralığı, m.

$t$  = Kanat kalınlığı, m.

$u_{max} = A_c$  baz alınarak maksimum hız,  $ms^{-1}$ .



Şekil D.2 : Isı değıştiricisi ölçüleri.

**D.3.** Chi-Chuan Wang, Young-Ming Hwang, Yur-Tsai Lin korelasyonu.

Çalışmada elde edilen mevcut test sonuçlarını ilişkilendirmek için çoklu regresyon

tekniki kullanılmıştır. Sürtünme katsayısı için belirlenen korelasyonun temel formu aşağıda verilmiştir:

$$f = C_3 Re_{D_c}^{C_4} \quad (D.15)$$

Burada,  $C_3$  ve  $C_4$ 'ün, ısı değiştiricisinin fiziksel boyutlarına bağlı olduğu varsayılmaktadır. Bir deneme-yanılma sürecinden sonra,  $f$  sürtünme faktörü için geliştirilen nihai denklem aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$Re_{D_c} < 1000$  için,

$$f = 4.37 Re_{D_c}^{F1} \left(\frac{F_s}{D_h}\right)^{F2} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{F3} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.2054} N^{F4} \quad (D.16)$$

Burada,

$$F1 = -0.574 - 0.137(\ln(Re_{D_c}) - 5.26)^{0.245} \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{0.765} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{-0.243} \left(\frac{F_s}{D_h}\right)^{-0.474} \\ (\tan\theta)^{-0.217} N^{0.035} \quad (D.17)$$

$$F2 = -3.05 \tan\theta$$

$$F3 = -0.192 N$$

$$F4 = -0.646 \tan\theta \text{ olmaktadır.}$$

$Re_{D_c} \geq 1000$  için,

$$f = 0.228 Re_{D_c}^{f1} (\tan\theta)^{f2} \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{f3} \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{f4} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.383} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0.247} \quad (D.18)$$

Burada,

$$f1 = -0.141 \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{0.0512} (\tan\theta)^{-0.472} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.35} \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{0.449 \tan\theta} \left(\frac{F_s}{D_h}\right)^{-0.474} \\ N^{-0.049+0.237 \tan\theta} \quad (D.19)$$

$$f2 = -0.562(\ln(Re_{D_c}))^{-0.0923} N^{0.013}$$

$$f3 = 0.302 Re_{D_c}^{0.03} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0.026}$$

$$f4 = -0.306 + 3.63 \tan\theta \text{ olmaktadır.}$$

Sürtünme faktörü için elde edilen korelasyon, elde edilen deneysel sürtünme faktörü verilerinin % 84,6'sını  $\pm\% 15$ 'lik hata aralığı içinde barındırmaktadır. Önerilen sürtün-

me faktörü korelasyonu % 8.82 değerinde ortalama sapma göstermektedir.

Terminoloji:

$C_3, C_4$  = Korelasyon parametreleri, boyutsuz.

$D_c$  = Kanat – boru bağlantı çapı,  $D_o + 2\delta_f$ , m.

$D_h$  = Hidrolik çap,  $4A_cL/A_o$ , m.

$D_o$  = Boru dış çapı, m.

$F_s$  = Kanat aralığı, m.

$L$  = Isı değiştiricisinin derinliği, m.

$N$  = Boyuna boru sıralarının sayısı, boyutsuz.

$P_l$  = Boyuna boru aralığı, m.

$P_t$  = Enine boru aralığı, m.

$Re_{D_c}$  = Kanat – boru bağlantı çapına dayalı Reynolds sayısı, boyutsuz.

$\delta_f$  = Kanat kalınlığı, m.

$\theta$  = Kanat profil açısı, derece.

**D.4. C. C. Wang, W. L. Fu, C. T. Chang korelasyonu.**

Et kalınlığı da dahil olmak üzere, boru dış çapına ve Reynolds sayısına ( $Re_{DC}$ ) göre çalışılan 18 test numunesi için sürtünme faktörü,  $f$ , 'nün deneysel olarak belirlenmiş değerleri ile şaşırtmalı ve sıralı boru dizilimi için korelasyon geliştirilmiştir. Beklendiği gibi, sürtünme faktörü Reynolds sayısındaki artışla azalmaktadır.

Sürtünme faktörleri, artan Reynolds sayısı ile azalır. Bununla birlikte sürtünme faktörleri, tek sıralı boru dizilimi hariç boru dizisi sayısı ile değişmez. Tek sıralı boru devresi, çok sıralı boru devrelerinden daha düşük bir sürtünme faktörüne sahiptirler. Bunun nedeni, tek sıralı boru devresinin doğal olarak şaşırtmalı dizilişte olmamasıdır. Tek sıralı boru dizilimi daha çok sıralı düzenleme gibidir. Sonuç olarak, tek sıralı boru devresinin sürtünme faktörü, çok sıralı boru diziliminden % 10 ile % 20 daha düşüktür.

Elde edilen test sonuçlarından elde edilen aşağıdaki denklemin kullanılması önerilir.

$$f = \frac{16.67}{[\ln(Re_{DC})]^{2.64}} \left(\frac{A_o}{A_t}\right)^{-0.096} N^{0.098} \quad (D.20)$$

Önerilen korelasyon deney sonuçlarının %95'ini,  $\pm$  %15'lik bir hata aralığında tanımlayabilmektedir.

Terminoloji:

$A_o$  = Toplam yüzey alanı,  $m^2$ .

$A_t$  = Boru yüzey alanı,  $m^2$ .

$f$  = Fanning sürtünme faktörü, boyutsuz.

$Re_{D_c}$  = Kanat – boru bağlantı çapına dayalı Reynolds sayısı, boyutsuz.

$N$  = Kesit alanının daralma oranı, boyutsuz.



## ÖZGEÇMİŞ

**VESİKALIK**  
**FOTO**

**Ad-Soyad** : Melih MERİÇ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 06.06.1982 - Fatih  
**E-posta** : melihmeric@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2008, Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015 yılında kurucusu olduğu Wi Design Office II Engineering, Design and Consultancy isimli Mekanik tesisat proje tasarımı, yapılarda enerji modellemesi ve CFD analizi alanlarında hizmet vermektedir.

### DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Kurtuluş, A. B. & Meriç, M. (2013). "Çeşitli Yangın Durumlarında Kullanılan Helikopterlerin Söndürme Etkisinin Araştırılması" - TÜYAK 2013 Yangın ve Güvenlik Sempozyumu ve Sergisi. İstanbul, Türkiye