

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DAR KANALLARDA YOĞUŞMA

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Kemal BİLEN**

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ENERJİ

TEMMUZ 2007

DAR KANALLARDA YOĞUŞMA

DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Kemal BİLEN
(503992049)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 15 Haziran 2007
Tezin Savunulduğu Tarih: 17 Temmuz 2007

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN (Y.T.Ü.)
Prof. Dr. Nurdil ESKİN (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İ.Ü.)

TEMMUZ 2007

ÖNSÖZ

Herhangi bir ısı sistemde, faz değişimi halinde, faz değişimi olmaması haline göre daha fazla ısı geçişinin gerçekleşmesi, araştırmacıları bu alanda çalışma yapmaya sevk etmiştir. Ayrıca, teknolojik ilerlemeler karşısında ısıtma ve soğutma sistemlerinin de giderek küçültülmesi (kompakt yapılması) kaçınılmaz olmuştur. Bu durum, faz değişim olaylarının daha küçük hacimlerde meydana gelmesi zorunluluğuna yol açmıştır. Böylece dar aralıklarda faz değişim mekanizmasının bilinmesi ve ısı geçişinin iyileştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu gerçekler göz önünde tutularak bu tez kapsamında; bir faz değişimi olan ve ısı sistemlerde sıklıkla karşılaşılan yoğunlaşma olgusu, hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Bir doktora tezinin, oldukça zorlu bir süreçten geçilerek sonuçlandırıldığı akademik ortamda bulunan herkes tarafından çok iyi bilinir. Buna göre; uzun ve zahmetli bir süreç sonucu ortaya çıkan bu çalışmanın her aşamasında, tüm yoğunluklarına rağmen değerli katkılarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ Bey'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Yine, tez izleme jürisinde yer alan Sayın Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN ve Sayın Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU ile tez inceleme jürisinde yer alan Sayın Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ ve Sayın Prof. Dr. Nurdil ESKİN'e bu çalışmaya değerli katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca; bu çalışmaya birlikte başladığımız ancak, aramızdan ayrılışı derin bir üzüntüye yol açan kıymetli Hocamız Sayın Prof. Dr. Osman F. GENÇELİ'yi de rahmetle ve saygıyla anıyorum.

Deneysel çalışma yapan araştırmacıların çok iyi bildiği gibi; kendisine has zorlukları nedeniyle hemen her deneysel çalışma, büyük bir özveri ve sabır gerektirmektedir. Bu nedenle bu çalışmanın deneysel kısmının, ARÇELİK A.Ş.'nin Tuzla Tesislerinde bulunan Araştırma ve Geliştirme (AR-GE) Merkezinde yapılmasını temin eden Sayın Fatih ÖZKADI'ya ve çalışmanın hemen her aşamasında engin deneysel tecrübesinden yararlandığım Sayın Yalçın GÜLDALİ Bey'e özellikle teşekkür ederim. Yine deney tesisatının kurulmasından çalıştırılmasına kadar her aşamasında büyük katkıları bulunan Sayın Hakan KARATAŞ, Sayın Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sayın Sabahattin HOCAOĞLU'na ve ismini anmadığım tüm AR-GE çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim. Çalışmanın hemen her aşamasında büyük desteğini gördüğüm mesai arkadaşım Araş.Gör. Gökhan BALIK'a içtenlikle teşekkür ederim.

Ayrıca, büyük bir özveride bulunarak bugünlere gelmemi sağlayan aileme ve tüm öğrenim yaşamım boyunca üzerimde emekleri bulunan öğretmen ve hocalarıma en içten şükranlarımı sunarım.

Temmuz, 2007.

Kemal BİLEN

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1 Yoğuşma Mekanizmasının İncelendiği Temel Çalışmalar	5
2.2 Silindirik Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	9
2.3 Düzlemsel Yüzeylerde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	14
2.4 Düzlemsel Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	20
2.5 Düşey Kanatçık Yüzeylerinde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	23
2.6 Geçici Rejimde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	24
2.7 Çok-Girişli Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar	25
3. TEORİK İNCELEME	29
3.1 Düşey Silindirik Borularda Yoğuşmanın Teorik Analizi	29
3.1.1 Yapılan kabuller	30
3.1.2 Süreklilik denklemi	31
3.1.3 Sıvı filmi için hız dağılımının bulunması	31
3.1.4 Buhar bölgesi için hidrodinamik inceleme	33
3.1.5 Sıvı filmindeki basınç gradiyeninin tespiti	34
3.1.6 Sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin tespiti	35
3.1.7 Sıvı filmi kütleli debisinin tespiti	36
3.1.8 Ortalama buhar hızının tespiti	37
3.1.9 Ortalama sıvı hızının tespiti	37
3.1.10 Isıl analiz	37
3.1.11 Isı taşınım katsayısı, Nu_z sayısı ve $Re_{s,z}$ sayısının tespiti	40
3.1.12 Kuruluk derecesinin tespiti	41
3.2 Teorik Çözüm Modeli	41
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	42
4.1 Deney Tesisatı	42
4.2 Test Ünitesi	48
5. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ: ISIL ANALİZ	53
5.1 Test Ünitesine Girişteki Kuruluk Derecesinin Tespiti	53
5.2 Test Ünitesindeki Isı Geçişinin Tespiti	54
5.3 Su Tarafındaki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti	54
5.4 Test Ünitesi İçerisindeki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti	55

5.4.1 Çok-girişli kanallardaki ortalama ısı taşınım katsayısının tespiti	55
5.4.2 Silindirik test ünitesindeki ortalama ısı taşınım katsayısının tespiti	56
5.5 Test Ünitesinden Çıkıştaki Kuruluk Derecesinin Tespiti	58
5.6 Test Ünitesi İçerisindeki Ortalama Nu Sayısının Tespiti	58
6. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ: HİDRODİNAMİK ANALİZ	59
6.1 Adyabatik Akış Halinde Basınç Düşümü Hesaplamaları	59
6.1.1 Çok-girişli kanallardaki basınç düşümünün tespiti	60
6.1.1.1 Çok-girişli kanallarda tek fazlı akış halinde basınç düşümü	60
6.1.1.2 Çok-girişli kanallarda iki fazlı akış halinde basınç düşümü	61
6.1.2 Silindirik test ünitesinde adyabatik akışta basınç düşümünün tespiti	62
6.1.2.1 Silindirik kanallarda tek fazlı adyabatik akış halinde basınç düşümü	62
6.1.2.2 Silindirik kanallarda iki fazlı adyabatik akış halinde basınç düşümü	63
6.2 Sürtünme Katsayısının Tespiti	63
6.2.1 Tek fazlı sıvı akışında sürtünme katsayısının tespiti	63
6.2.2 İki fazlı akış halinde sürtünme katsayısının tespiti	64
6.3 Adyabatik Olmayan Akış Halinde Basınç Düşümü Hesaplamaları	64
6.4 Yoğuşma Halinde Sürtünme Katsayısının Tespiti	66
7. DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZ YÖNTEMLERİ	67
7.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi	68
7.2 Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti	68
7.2.1 Isıl parametrelerin belirsizliklerinin tespiti	68
7.2.2 Sürtünme faktörünün belirsizliğinin tespiti	71
8. DENEYSEL İNCELEME SONUÇLARI	74
8.1 R134a Yoğuşmasında Elde Edilen Isıl Parametrelere İlişkin Sonuçlar	75
8.2 Basınç Düşümüne İlişkin Sonuçlar	78
8.2.1 R134a yoğuşmasına ait basınç düşümü sonuçları	78
8.2.2 Tek fazlı adyabatik su akışına ait basınç düşümü sonuçları	84
9. ÇEŞİTLİ KORELASYONLAR ve KORELASYON OLUŞTURMA	86
9.1 Yoğuşmada Nu Sayısı İçin Yaygın Olarak Kullanılan Korelasyonlar	86
9.1.1 Akers vd korelasyonu	87
9.1.2 Cavallini ve Zecchin korelasyonu	87
9.1.3 Shah korelasyonu	88
9.2 R134a Yoğuşmasında Nu Sayısı İçin Korelasyon Oluşturma	89
9.3 Nu Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyonun Literatür İle Karşılaştırılması	90
9.4 Bütün Test Üniteleri İçin Nu_f-Re_{ef} Bağlılıkları	93
9.5 Deneysel Sonuçların Düzlem Levha Modeli İle Karşılaştırılması	94
10. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	96
KAYNAKLAR	99
EKLER	105
EK A: BELİRSİZLİK ANALİZİ SONUÇLARI	105
EK B: DENEYLERDEKİ KÜTLESEL DEBİ ve KÜTLESEL AKI DEĞERLERİ	110
EK C: DENEYLERDEKİ G_{ef} ve α DEĞERLERİ ile Re_{ef} SAYILARI	111
ÖZGEÇMİŞ	116

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 4.1 : Test Ünitelerine Ait Geometrik Bilgiler ve Isı İletim Katsayıları	50
Tablo 4.2 : Test Ünitelerindeki Isı Değiştiricilerine Ait Geometrik Bilgiler.....	52
Tablo 7.1 : Ölçüm Cihazlarında Tespit Edilen Belirsizlikler	72
Tablo 7.2 : Ölçüm Cihazlarının Neden Olduğu En Büyük ve En Küçük Belirsizlikler	73
Tablo 7.3 : Hesaplanan Parametreler İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	73
Tablo 8.1 : $T_d \cong 32$ °C Deney Gurubundaki Ortalama Kütlesel Debi ve Kütlesel Akılar ..	74
Tablo 8.2 : $T_d \cong 42$ °C Deney Gurubundaki Ortalama Kütlesel Debi ve Kütlesel Akılar ..	74
Tablo 8.3 : Çok-Girişli Kanallar ve Silindirik Kanal İçin $f_{tp}-Re_{eş}$ İlişkisi.....	84
Tablo 8.4 : Saf Su İçin Sürtünme Katsayısı ile Reynolds Sayısı İlişkisi	85
Tablo 9.1 : Önemli Parametreler Açısından Korelasyonların Kapsadığı Aralıklar	88
Tablo 9.2 : Çok-Girişli Kanallar ve Silindirik Kanal İçin $Nu_t-Re_{eş}$ İlişkisi	93
Tablo A.1 : 3-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	105
Tablo A.2 : 5-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	106
Tablo A.3 : 6-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	107
Tablo A.4 : 14-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	108
Tablo A.5 : Silindirik Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları.....	109
Tablo B.1 : Deneylerdeki Kütlesel Debi ve Kütlesel Akı Değerleri.....	110
Tablo C.1 : 3-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri.....	111
Tablo C.2 : 5-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri.....	112
Tablo C.3 : 6-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri.....	113
Tablo C.4 : 14-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri.....	114
Tablo C.5 : Silindirik Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri	115

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1	: Düşey Bir Tüpte Gerçekleşen Yoğuşmanın Şematik Gösterimi.....	29
Şekil 3.2	: Sıvı Filmi İçerisindeki Hız Dağılımının Tespiti için Kontrol Hacmi	32
Şekil 3.3	: Buhar Bölgesi İçin Kontrol Hacmi	33
Şekil 3.4	: Sıvı-Buhar Ara Yüzeyindeki Kuvvet Dengesi İçin Kontrol Hacmi.....	34
Şekil 3.5	: Sıvı Filmi İçerisindeki Sıcaklık Dağılımının Tespiti İçin Kontrol Hacmi	38
Şekil 3.6	: Yoğuşma Sonucu Açığa Çıkan Isıl Enerjinin İletimle Cidara Geçişİ	39
Şekil 4.1	: Deney Tesisatının Şematik Gösterimi.....	43
Şekil 4.2	: Deney Tesisatı.....	44
Şekil 4.3	: Debi Ölçer Kalibrasyonu İçin Kurulmuş Olan Kapalı Devre Tesisat.....	45
Şekil 4.4	: Deneylerde Kullanılan Çok-Girişli Yoğuşma Üniteleri.....	48
Şekil 4.5	: Yoğuşma Ünitelerine Ait Geometrik Bilgiler	49
Şekil 4.6	: 3-Girişli Mini Kanalin Bulunduğu Test Ünitesi.....	51
Şekil 4.7	: 3-Girişli Kanal İçin Kullanılan Geçiş Elemanlarının Açılımı.....	51
Şekil 6.1	: Bir Kompakt Isı Değiştiricisinde Basınç Değişiminin Şematik Gösterimi	60
Şekil 8.1	: Isı Taşınım Katsayısı-Kuruluk Derecesi Değişimi ($m \approx 1$ g/s, $T_d \approx 32$ °C)	75
Şekil 8.2	: Isı Taşınım Katsayısı-Kuruluk Derecesi Değişimi ($m \approx 1$ g/s, $T_d \approx 42$ °C)	76
Şekil 8.3	: 3-Girişli Kanal İçin Ortalama $Nu-Re_{es}$ Değişimi	76
Şekil 8.4	: 5-Girişli Kanal İçin Ortalama $Nu-Re_{es}$ Değişimi	77
Şekil 8.5	: 6-Girişli Kanal İçin Ortalama $Nu-Re_{es}$ Değişimi	77
Şekil 8.6	: 14-Girişli Kanal İçin Ortalama $Nu-Re_{es}$ Değişimi	77
Şekil 8.7	: Silindirik Kanal İçin Ortalama $Nu-Re_{es}$ Değişimi	78
Şekil 8.8	: 3-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi.....	78
Şekil 8.9	: 5-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi.....	79
Şekil 8.10	: 6-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi.....	79
Şekil 8.11	: 14-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi.....	80
Şekil 8.12	: Silindirik Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi	80
Şekil 8.13	: 3-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi	81
Şekil 8.14	: 5-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi	81
Şekil 8.15	: 6-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi	81
Şekil 8.16	: 14-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi	82
Şekil 8.17	: Silindirik Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi.....	82
Şekil 8.18	: Çok-Girişli Kanallarda $f_{tp}-Re_{es}$ Değişimi ($T_d \approx 32$ °C)	83
Şekil 8.19	: Çok-Girişli Kanallarda $f_{tp}-Re_{es}$ Değişimi ($T_d \approx 42$ °C)	83
Şekil 8.20	: Silindirik Kanalda $f_{tp}-Re_{es}$ Değişimi İçin Oluşturulan Korelasyon	83
Şekil 8.21	: Su İçin Basınç Düşümü-Reynolds Sayısı Değişimi ($T \approx 25$ °C, $P \approx 1$ bar)	84
Şekil 8.22	: Su İçin f_s-Re_s Değişimi ($T \approx 25$ °C, $P \approx 1$ bar)	85
Şekil 9.1	: Tüm Kanalları Kapsayacak Şekilde Nu İçin Oluşturulan Korelasyon.....	89
Şekil 9.2	: Oluşturulan Korelasyon İle Deneysel Noktaların Karşılaştırılması.....	90
Şekil 9.3	: Deneysel Verilerin Cavallini ve Zecchin Korelasyonu ile Karşılaştırılması	91
Şekil 9.4	: Deneysel Verilerin Shah Korelasyonu ile Karşılaştırılması.....	91

Şekil 9.5	: Korelasyonların İntegral ve Yerel Formlarının Nu Sayısı İçin Karşılaştırılması..	92
Şekil 9.6	: Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağıntılarla Karşılaştırılması	92
Şekil 9.7	: 3-Girişli Kanaldaki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon	93
Şekil 9.8	: Çok-Girişli Kanallardaki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon	94
Şekil 9.9	: Silindirik Test Ünitesindeki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon.....	94
Şekil 9.10	: Deney Sonuçlarının Düzlem Levha Modeli İle Karşılaştırılması	95

SEMBOL LİSTESİ

A	: Kesit alanı, [m ²]
$\bar{A}$	: İletim ile ısı geçişinde esas alınan ortalama alan, [m ²]
A_c	: Akış kesit alanı, [m ²]
A_{fr}	: Kanalin toplam kesit alanı, [m ²]
b	: Kanal kesit yüksekliği, [mm]
B	: Isı değiştiricisi kesit yüksekliği, [mm]
c	: Özgül ısı, [kJ/kg·K]
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı, [kJ/kg·K]
C_c	: Daralma katsayısı, [-]
C_f	: Sürtünme katsayısı, [-]
D	: Silindir çapı, [m]
D_d	: Silindirik ünite dış çapı, [m]
D_h	: Hidrolik çap, [m]
D_i	: Silindirik ünite iç çapı, [m]
ΔP_ç	: Çıkıştaki basınç değişimi, [Pa]
ΔP_g	: Girişteki basınç değişimi, [Pa]
ΔP_G	: Yerçekiminden kaynaklanan basınç değişimi, [Pa]
ΔP_s	: Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ΔP_T	: Toplam basınç düşümü, [Pa]
ΔP_y	: Yoğuşmadan kaynaklanan basınç değişimi, [Pa]
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, [°C]
Δx	: Kuruluk derecesindeki değişim, [-]
f	: Sürtünme faktörü, [-]
f_s	: Sürtünme katsayısı, [-]
f_{tp}	: İki fazlı akışta sürtünme katsayısı, [-]
g	: Yerçekimi ivmesi, [m/s ²]
G	: Kütleli akı, [kg/m ² ·s]
G_{eş}	: Eşdeğer kütleli akı, [kg/m ² ·s]
h	: Isı taşınım katsayısı, [W/m ² ·K]
H	: Tüp yüksekliği, [m]
$\bar{h}_d$	: Su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı, [W/m ² ·K]
$\bar{h}_i$	: Soğutucu akışkan tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı, [W/m ² ·K]
h_{sb}	: Buharlaşma gizli ısı, [kJ/kg]
h'_{sb}	: Düzeltilmiş buharlaşma gizli ısı, [kJ/kg]
Ja	: Jacob sayısı, [-]
k	: Isı iletim katsayısı, [W/m·K]
K_c	: Daralma basınç kayıp katsayısı, [-]
K_e	: Genişleme basınç kayıp katsayısı, [-]
L	: Efektif ısı geçiş uzunluğu, kanal uzunluğu, [m]
$\dot{m}$	: Soğutucu akışkan kütleli debisi, [kg/s]

$\dot{m}_s$	: Soğutma suyu kütleli debisi, [kg/s]
Nu	: Nusselt sayısı, [-]
p	: Basınç, [Pa]
Pr	: Prandtl sayısı, [-]
P_r	: İndirgenmiş basınç, [-]
$\dot{Q}$	: Isıl güç, [W]
$\dot{Q}_s$	: Suyun çektiği ısı güç, [W]
r	: Yarıçap, radyal koordinat, [m]
R	: Silindir yarıçapı, [m]
Re	: Reynolds sayısı, [-]
$Re_{eş}$	: Eşdeğer Reynolds sayısı, [-]
Re_s	: Sıvı akışına ait Reynolds sayısı, [-]
S	: Yanal yüzey alanı, [m ²]
t	: Cidar kalınlığı, [m]
T	: Sıcaklık, [°C]
$\bar{T}_i$	: Ortalama iç yüzey sıcaklığı, [°C]
$\bar{T}_s$	: Ortalama su sıcaklığı, [°C]
$\bar{T}_y$	: Ortalama dış yüzey sıcaklığı, [°C]
u	: Hız, [m/s]
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı, [W/m ² ·K]
v	: Özgül hacim, [m ³ /kg]
V	: Hacim, [m ³]
V	: Hız, [m/s]
w	: Kanal genişliği, [mm]
W	: Isı değiştiricisi genişliği, [mm]
x	: Kurulum derecesi, [-]
y	: Tüp cidarından olan mesafe, [m]
z	: Eksenel koordinat, [m]

Yunan Harfleri

α	: Boşluk oranı, [-]
β	: Kompaktlık, [m ² /m ³]
δ	: Sıvı filmi kalınlığı, [m]
ε	: Yakınsama parametresi, [-]
λ_s	: Sürtünme faktörü, [-]
μ	: Dinamik viskozite, [Pa·s]
ν	: Kinematik viskozite, [m ² /s]
ρ	: Yoğunluk, [kg/m ³]
σ	: Kesit daralma oranı, [-]
σ_r	: Yakınsamayı kolaylaştırma parametresi, [-]
σ_{sb}	: Yüzey gerilimi, [N/m]
τ	: Kayma gerilmesi, [N/m ²]

Üst İndisler

.	: Birim zamandaki miktar
–	: Ortalama değer

Alt İndisler

a	: Ara yüzey
al	: Alüminyum
b	: Buhar, bundy boru
ç	: Çıkış
d	: Doyma, dış yüzey
eş	: Eşdeğer
f	: Sürtünme
g	: Giriş
i	: İç yüzey
m	: Ortalama değer
p	: Sabit basınçtaki değer
s	: Su, sıvı, sürtünme
t	: Taşınım
T	: Toplam değer
tp	: İki fazlı
y	: Yüzey
0	: Kanal girişindeki değer

DAR KANALLARDA YOĞUŞMA

ÖZET

Herhangi bir ısıl sistemde faz değişimi olması halinde, olmaması haline göre daha fazla ısı geçişinin gerçekleşmesi, araştırmacıları bu alanda çalışma yapmaya sevk etmiştir. Ayrıca, teknolojik ilerlemeler karşısında ısıtma ve soğutma sistemlerinin de giderek küçültülmesi (kompakt yapılması) kaçınılmaz olmuştur. Bu durum, faz değişim olaylarının daha küçük hacimlerde meydana gelmesi zorunluluğuna yol açmıştır. Böylece dar aralıklarda faz değişim mekanizmasının bilinmesi ve ısı geçişinin iyileştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu gerçekler göz önünde tutularak bu tez kapsamında; bir faz değişimi olan ve ısıl sistemlerde sıklıkla karşılaşılan yoğuşma, hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Çalışmanın teorik bölümünde; düşey silindirik mini kanallardaki laminar film yoğuşması incelenerek ilgili denklemler çıkarılmıştır. Ancak, teorik inceleme kapsamında çözüm yapılmamıştır. Teorik inceleme; belirli bir değerden (yaklaşık 3.2 mm'den) daha küçük hidrolik çapa sahip kanallardaki yoğuşma incelenirken kanalın eğrilik yarıçapının ihmal edilemeyeceği hususu göz önüne alınarak silindirik koordinatlar için yapılmıştır. Buhar akışının yerçekimi yönünde olduğu bu teorik inceleme hem ısı geçişi hem de basınç düşümü açısından yapılmıştır.

Deneysel çalışma kapsamında ise; kurulan deney tesisatında, aralarında düşey silindirik kanalın da bulunduğu 5 farklı düşey mini kanaldaki R134a soğutucu akışkanının laminar yoğuşması incelenmiştir. Bunlar; silindirik kanal ile 4 adet çok-girişli kanallardır. Silindirik kanalın iç çapı 3.3 mm olup, üzeri bakır kaplı çelikten imal edilmiştir. Çok-girişli kanallar ise; farklı hidrolik çaplarda olmak üzere, 3-girişli, 5-girişli, 6-girişli ve 14-girişli olup alüminyumdan imal edilmiş kanallardır. Söz konusu bu çok-girişli kanalların hidrolik çapları sırasıyla, 4.74 mm, 3.6 mm, 1.53 mm ve 1.02 mm'dir. Böylece; kanal geometrisinin ve hidrolik çapının, R134a yoğuşmasında ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisi deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneysel incelemede; hem ısıl parametrelerin hem de basınç düşümünün, test ünitesi boyunca ortalama değerleri tespit edilmiştir. Deneyler; farklı doyma sıcaklıkları (dolayısıyla farklı doyma basınçları) ve farklı kütleli debiler için tekrarlanmıştır.

Tüm kanallardaki deneysel sonuçlardan hareketle, soğutucu akışkanların yoğuşmasında Nu sayısı için literatürdeki korelasyonlar ile oldukça uyumlu bir boyutsuz korelasyon geliştirilmiştir.

CONDENSATION IN MINI CHANNELS

SUMMARY

In any thermal system, the fact that more heat is transferred in the occurrence of phase change is a motivation for the researchers to work on. Furthermore, it has become inevitable to build smaller (more compact) heating and cooling systems, while the technology is improving more and more. This resulted in the necessity of the occurrence of phase changes in smaller spaces. Therefore it is required to know the mechanisms of phase change in narrow spaces and to improve heat transfer. Taking these facts into consideration, this study is performed to investigate condensation, which is a frequently encountered phase change in thermal systems, both in theoretical and experimental aspects.

In the theoretical part of the study, laminar film condensation in a vertical mini cylindrical tube is investigated. The theoretical investigation, which is developed for cylindrical coordinates, is based on the fact that the radius of curvature can not be neglected for mini channels whose hydraulic diameters are less than a certain value (approximately 3.2 mm). The theoretical investigation, where the flow of steam is in the direction of gravitational force, is investigated in terms of both heat transfer and pressure drop.

On the other hand, in the experimental study, laminar condensation of coolant R134a is investigated for five different vertical mini channels including the vertical cylindrical channel and the other four multi-port channels. The cylindrical channel with an inner diameter of 3.3 mm is made of steel coated with copper. The other four multi-port mini channels, which have 3 ports, 5 ports, 6 ports and 14 ports, are made of aluminum. The hydraulic diameters of these multi-port channels are 4.74 mm, 3.6 mm, 1.53 mm and 1.02 mm, respectively. In this way, the effect of channel configuration and hydraulic diameter on heat transfer and pressure drop for R134a condensation is determined experimentally. In the experimental investigation, the average values of thermal parameters and pressure drop are obtained along the test unit. Also, the graphs are obtained for the two-phase friction coefficient during condensation with respect to equivalent Reynolds number. The experiments are repeated for different saturation temperatures (therefore different saturation pressures) and for different mass flow rates.

As a result a simple dimensionless correlation is developed for Nu number in refrigerant condensation which is in good agreement with the correlations in literature.

1. GİRİŞ

Herhangi bir ısıt sistemde, faz değişimi halinde, faz değişimi olmaması haline göre daha fazla ısı geçişinin gerçekleşmesi, araştırmacıları bu alanda çalışma yapmaya sevk etmiştir. Ayrıca, teknolojik ilerlemeler karşısında ısıtma ve soğutma sistemlerinin de giderek küçültülmesi (kompakt yapılması) kaçınılmaz olmuştur. Bu durum, faz değişim olaylarının daha küçük hacimlerde meydana gelmesi zorunluluğuna yol açmıştır. Böylece dar aralıklarda faz değişim mekanizmasının bilinmesi ve ısı geçişinin iyileştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu gerçekler göz önünde tutularak bu tez kapsamında; bir faz değişimi olan ve ısıt sistemlerde sıklıkla karşılaşılan yoğuşma, hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Endüstriyel sistemlerde buhar, yoğuşma sıcaklığının altındaki bir yüzey ile temas ettiğinde buharın bıraktığı gizli ısı söz konusu yüzeye geçer ve buhar sıvı fazına geçerek yoğuşma gerçekleşir. Bu yoğuşma olayı yüzeyin yapısına bağlı olarak iki ayrı türde gerçekleşir. Bunlardan birincisi, yoğuşma yüzeyinin tümünün bir sıvı filmi ile kaplandığı ve bu sıvı filminin yerçekimi etkisi altında aktığı film tipi yoğuşmadır. Bu yoğuşma türünden farklı olarak, yüzey ıslanmayı engelleyecek bir yapıya sahip ise bu durumda ikinci bir yoğuşma türü olan damlacıklı yoğuşma meydana gelecektir. Bu nedenle, yoğuşma türüne bağlı olarak yoğuşma halinde ısı geçiş mekanizmasının bilinmesi pratikteki birçok uygulama açısından oldukça önemlidir.

Bu nedenle; düşey silindirik mini kanallardaki laminar film yoğuşmasının teorik olarak incelendiği bu çalışmada, aralarında düşey silindirik kanalın da bulunduğu 5 farklı düşey mini kanaldaki R134a akışkanının yoğuşması deneysel olarak incelenmiştir. Böylece; R134a soğutucu akışkanının yoğuşmasında kanal geometrisinin etkisi incelenebilmiştir.

Bu çalışmaya konu olan boyutlardaki kanallar, literatürde farklı şekillerde adlandırılmaktadır. Ancak, mikro kanal terminolojisi açısından, araştırmacılar arasında bir uzlaşmaya doğru gidilmektedir. Buna göre, literatürde kabul görmeye en yatkın olan sınıflandırma şu şekilde verilmektedir [1];

1. Mikro-ölçekli kanallar: 0.001-0.1 mm,
2. Meso-ölçekli kanallar: 0.1 mm-1 mm,
3. Makro-ölçekli kanallar: 1 mm-6 mm (Kompakt ısı değiştiricileri),
4. Geniş kanallar: > 6 mm.

Literatürde, makro-ölçekli kanallar mini kanallar olarak da adlandırılmaktadır. Bu nedenle bu çalışmaya konu olan kanallar da bu şekilde adlandırılmıştır. Ayrıca, bu boyutlardaki kanallar, pratikte kompakt ısı değiştiricileri yapımında kullanılmaktadır.

Çalışmanın deneysel kısmı, ARÇELİK A.Ş.'nin Tuzla Tesislerinde bulunan Araştırma-Geliştirme Merkezinin (Ar-Ge) laboratuvarlarında kurulmuş olan deney tesisatında gerçekleştirilmiştir. Buna göre deneysel çalışma kapsamında; saf durumdaki R134a soğutucu akışkan buharının düşey mini kanallarda zorlanmış taşınım yoluyla yoğuşması incelenmiştir.

Bu amaçla, söz konusu laboratuvarında bir deney tesisatı kurulmuştur. Söz konusu tesisatta ilkönce, alüminyumdan imal edilmiş çok-girişli (multi-port) düşey mini kanallardaki R134a soğutucu akışkanının yoğuşmasını konu alan deneyler yapılmıştır. Bu kanallar sırasıyla, 3, 5, 6 ve 14-girişli mini kanallardır. Deneylerde daha sonra, bu kanallarla yaklaşık aynı uzunluğa sahip düşey silindirik yoğuşma ünitesinde R134a akışkanının yoğuşması incelenmiştir. Ana malzemesi elik olan söz konusu bu silindirik boruların üzeri ince bir film halinde bakır kaplanmıştır. Klasik soğutma sistemlerinde (yoğuşturucu borusu olarak) yaygın bir şekilde kullanılmakta olan bu borular, pratikte bundy boru olarak da adlandırılmaktadır.

Böylece deneysel çalışma kapsamında; söz konusu bu 5 adet yoğuşma ünitesi ısı geçişi ve basınç düşümü açısından mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan hareketle; ısıl sistemlerde kullanılan yoğuşturucuların kompakt yapılmasının üstünlükleri ve sakıncaları konusunda bir fikir edinilmiştir.

Çalışma hem teorik açıdan hem de deneysel açıdan temelde; ısıl analiz ve basınç düşümü analizi olmak üzere iki kısma ayrılabilir. Buna göre; sadece silindirik ünite için yapılmış olan teorik incelemenin ısıl analiz kısmında; sıvı filmi kalınlığının, sıvı filmi için yerel ısı taşınım katsayısının, böylece yerel ısı akısının, kuruluk derecesinin ve sıvı filmi Reynolds sayısının yoğuşma ünitesi boyunca değişimini veren denklemler çıkarılmıştır. Teorik çalışmanın basınç düşümü analizinde ise, yoğuşma ünitesi boyunca yerel basınç gradiyeninin değişiminin tespiti amaçlanmıştır. Ancak teorik inceleme kapsamında herhangi bir çözüm yapılmamıştır.

Deneysel çalışmanın ısı analiz kısmında; çeşitli giriş şartlarında her bir ünite için ortalama ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir. Soğutucu akışkan buharı, yoğuşma ünitelerine çeşitli doyma sıcaklıklarında (doyma basıncında) ve çeşitli kuruluk derecelerinde gönderilmiştir. Böylece; ortalama ısı taşınım katsayısının, doyma sıcaklığı ile değişimi ve yine ortalama ısı taşınım katsayısının, kuruluk derecesi ile değişimi elde edilmiştir. Deneysel çalışmanın basınç düşümü analizi kısmında ise; yoğuşma ünitesi boyunca gerçekleşen basınç değişiminin tespiti ve iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısının tespiti amaçlanmıştır. Böylece, farklı yapıdaki yoğuşma ünitelerinin basınç düşümü üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Isı analiz kısmına benzer olarak basınç düşümünün; doyma basıncı, kuruluk derecesi ve akışkan debisine bağlı değişimi incelenmiştir.

Bu amaçla hazırlanmış olan deney tesisatı, temelde 12 kısımdan oluşmaktadır. Bunlar; soğutucu akışkan pompası, debiölçer, ön ısıtıcı (1 no'lu termostatik kap), elektrikli ısıtıcı (kızdırıcı), yoğuşma ünitesi, yoğuşma ünitesini çevreleyen ve şeffaf bir malzemeden (plaxy-glass) yapılmış olan ısı değiştirici, ön soğutucu (2 no'lu termostatik kap), son soğutucu (derin dondurucu), sıvı toplama kabı, soğutma suyunun debisinin ölçümünde kullanılan debiölçer (rotametre), şartlandırılmış su temininde kullanılan termostatik kap (3 no'lu termostatik kap) ve veri toplama sistemi şeklinde sıralanabilir. Deneylerde, ısı sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılmakta olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalarda ilkönce; hidrolik çapı 4.74 mm, toplam akış kesit alanı 77.175 mm² olan dikdörtgen kesitli 3-girişli (3-port); hidrolik çapı 3.6 mm, toplam akış kesit alanı 64.8 mm² olan kare kesitli ve 5-girişli; hidrolik çapı 1.53 mm, toplam akış kesit alanı 16.5 mm² olan dikdörtgen kesitli ve 6-girişli; hidrolik çapı 1.02 mm, toplam akış kesit alanı 14.566 mm² olan, yine yaklaşık kare kesitli ve 14-girişli düşey dar kanallardaki R134a akışkanının yoğuşması, ısı parametrelerin değişimi ve basınç düşümü açısından incelenmiştir. Deneylerde daha sonra; klasik soğutma sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılmakta olan, 3.3 mm iç çapında, 4.7 mm dış çapında ve toplam akış kesit alanı 8.553 mm² olan düşey silindirik borudaki R134a akışkanı yoğuşması incelenerek, benzer şekilde yoğuşma esnasındaki ısı ve basınç düşümü karakteristikleri elde edilmiştir. Test ünitelerinin efektif yoğuşma uzunlukları yaklaşık olarak 570 mm'dir.

Özet olarak; çalışma kapsamında yapılan deneyler ile;

- R134a akışkanının düşey mini kanallarda yoğuşması halinde ortalama ısı taşınım katsayısının deneysel olarak tespit edilmesi,
- R134a akışkanının düşey mini kanallarda yoğuşması halinde test ünitesi boyunca meydana gelen ortalama basınç düşümünün deneysel olarak tespit edilmesi,
- böylece; biri silindirik diğerleri çok-girişli 5 farklı yoğuşma ünitesinin, hem ısıl açıdan hem de basınç düşümü açısından R134a akışkanı yoğuşmasına etkisinin deneysel olarak belirlenmesi,
- pratikte kullanılan ısıtma ve soğutma sistemlerinde yer alan yoğuşturucuların boyutlarının küçültülmesinin üstünlüklerinin ve sakıncalarının belirlenmesi hedeflenmiştir.

Çalışma boyunca gerçekleştirilmiş olan deney serilerinde şu alt parametreler kullanılmıştır:

- R134a soğutucu akışkanının doyma sıcaklığı (dolayısıyla doyma basıncı),
- R134a soğutucu akışkanının kuruluk derecesi,
- R134a soğutucu akışkanının debisi.

Deneylerde yapılan ölçümler:

- R134a soğutucu akışkanının debisi,
- R134a soğutucu akışkanının test ünitesine giriş-çıkış sıcaklığı,
- R134a soğutucu akışkanının test ünitesine giriş-çıkış basıncı,
- R134a soğutucu akışkanının test ünitesine giriş-çıkış basınç farkı,
- Soğutma suyunun debisi,
- Soğutma suyunun test ünitesine giriş-çıkış sıcaklığı.

Çalışma kapsamında; düşey mini kanallarda laminar film yoğuşması ekseninde bir kaynak araştırması yapılmış ve bu araştırmadan derlenen bilgiler Bölüm 2’de sunulmuştur. Söz konusu kaynak araştırmasında; Nusselt’in yoğuşma ile ilgili yapmış olduğu öncü çalışmadan [2] günümüze kadar yapılmış olan çalışmalar incelenmiş ve bu tarz yoğuşmanın zaman içerisindeki gelişimi sistematik bir şekilde sunmaya çalışılmıştır. Konu ile ilgili olarak; düşey düzlemsel bir levha üzerinde durgun ve saf bir buharın laminar film yoğuşmasından, çok-girişli kanallarda yoğuşmaya; geçici rejimde gerçekleşen yoğuşmadan, yoğuşma esnasında akış görsellemeye kadar geniş bir yayın yelpazesi gözden geçirilerek bilgi sunulmaya çalışılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bilindiği gibi yoğuşma ile ilgili çalışmalara, Nusselt tarafından 1916 yılında yapılan teorik bir çalışma temel teşkil etmektedir [2]. Bu çalışmada; eş sıcaklıklı düşey bir düzlemsel yüzey üzerinde sabit özelliklere sahip saf bir buharın laminar film yoğuşması incelenmiştir. Bu teorik çalışmada, sıvı filmindeki aşırı soğuma ve sıvı-buhar ara yüzey etkileşimi ihmal edilmiştir. Nusselt tarafından yapılan bu öncü çalışmadan günümüze kadar yoğuşma ile ilgili birçok teorik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Konu ile ilgili literatürde yer alan çalışmaları; yoğuşmanın teorisinin incelendiği temel çalışmalar, silindirik kanallarda meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, düzlemsel yüzeylerde meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, düzlemsel kanallarda meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, düşey kanatçıklar üzerinde oluşan yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, geçici rejimde yoğuşmanın incelendiği çalışmalar ve çok-girişli kanallarda meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar olmak üzere temelde yedi kısma ayırmak mümkündür. Buna karşılık özellikle son zamanlarda, ısıtma ve soğutma sistemlerinin küçültülmesi gereksiniminden dolayı yoğuşma konusundaki çalışmalar da çok-girişli mini kanallar üzerine odaklanmış durumdadır.

2.1 Yoğuşma Mekanizmasının İncelendiği Temel Çalışmalar

Nusselt'in yoğuşma ile ilgili öncü çalışmasından sonra Rohsenow [3] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, Nusselt'in çalışmasına benzer olarak yine doyma sıcaklığındaki durgun ve saf bir buhar ortamında bulunan eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde meydana gelen laminar film yoğuşması incelenmiştir. Nusselt'in incelemesinden farklı olarak, oluşan sıvı filmine her aşamada T_d sıcaklığındaki akışkanın ilavesi dikkate alındığında sıvı filmi içerisinde lineer sıcaklık dağılımı yerine lineer olmayan gerçek ve yeni bir sıcaklık dağılımı alınması gerektiği ifade edilmiştir. Söz konusu çalışmada elde edilen bu yeni sıcaklık dağılımı neticesinde, yoğuşma esnasında daha büyük bir ısı taşınım katsayısı ve dolayısıyla

daha büyük bir film kalınlığının oluşacağı gösterilmiştir. Ayrıca bu çalışmadaki teorik inceleme neticesinde, literatürde oldukça temel bir bağıntı olarak kabul edilen ve Denklem 2.1 ile gösterilen bir yeni (düzeltilmiş) buharlaşma gizli ısısı yaklaşık olarak hesaplanmıştır.

$$h'_{sb} = h_{sb} + 0.68 c_p \Delta T \quad (2.1)$$

Rohsenow ve diğ. [4] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, doyma sıcaklığındaki hareketli ve saf bir buhar ortamında bulunan eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde meydana gelen laminar ve türbülanslı film yoğuşmasında, sıvı-buhar ara yüzeyinde meydana gelen kayma gerilmesinin (buhar hızının) yoğuşma üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sıvı filmini inceltici etkisinden dolayı ara yüzeydeki kayma gerilmesi dikkate alındığında, daha büyük ısı taşınım katsayılarının elde edildiği gösterilmiştir.

Mills ve Seban [5] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, doyma sıcaklığındaki durgun, saf ve düşük basınçtaki su buharı ortamında bulunan eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde meydana gelen laminar film yoğuşmasında, sıvı-buhar ara yüzeyindeki ısıl direncin yoğuşma üzerindeki etkisi incelenerek bu şartlar altında yoğuşma katsayısı tespit edilmiştir. Sıvı-buhar faz değişiminin olduğu durumlarda denge halinde net yoğuşma akısı molar olarak aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir. Burada, w , net yoğuşma akısını; f , yoğuşma veya buharlaşma katsayısını; Γ , yığın hız (bulk velocity) düzeltme katsayısını; n , molar konsantrasyonu ve c , ortalama moleküler hızı göstermektedir. Ayrıca, denge halinde geçerli olan bu bağıntıdaki ilk terim, buhar fazından sıvı fazına geçen moleküler akıyı gösterirken, ikinci terim sıvı fazından buhar fazına geçen moleküler akıyı göstermektedir.

$$w = f \left(\Gamma \frac{n_b c_b}{4} - \frac{n_s c_s}{4} \right) \quad (2.2)$$

Sıvı-buhar ara yüzeyindeki ısıl dirençten hareketle düşük basınçlardaki su buharı için yoğuşma katsayısının (birikme katsayısı) 0.45 ile 1 arasında elde edildiği bu çalışmada, ara yüzeydeki ısıl direncin ihmal edilebileceği ve ihmal edilmediği durumlarda Nusselt'in çözümlemesinden önemli bir farkın oluşmayacağı gösterilmiştir.

Yine, Marek ve Straub [6] tarafından yapılan bir çalışmada ise, suyun buharlaşma ve yoğuşma katsayısının tespiti amaçlanmıştır. Bu çalışmada; Denklem 2.3’de fiziksel tanımı verilen yoğuşma katsayısı kullanılmıştır. Bu bağıntıdan hareketle, mükemmel bir yoğuşmada yoğuşma katsayısının 1 olacağı açıktır. Bu çalışmada; yoğuşma için olduğu gibi buharlaşma için de Denklem 2.4’te gösterilen benzer bir tanımlamadan yararlanılmıştır. Yoğuşma ve buharlaşmanın ara yüzeydeki moleküler mekanizmasının da incelendiği bu çalışmada, literatürdeki çalışmalardan hareketle, suyun yoğuşma katsayısının buharlaşma katsayısına göre genellikle daha yüksek olduğu ve her ikisinin de basınç ve sıcaklığın artması ile azaldığı ifade edilmiştir. Yoğuşma esnasında sıvı fazı ile etkileşen herhangi bir buhar molekülü, ya sıvı yüzeyinden geri yansır, ya bir sıvı molekülü ile yer değiştirir veya sıvı fazı tarafından absorbe edilir. İşte yoğuşma olayında hedeflenen durum bu üçüncüsüdür. Bu nedenle yoğuşma katsayısı her zaman 1 değerinde olmaz. Benzer durum buharlaşma için de geçerlidir.

$$\chi_C = \frac{\text{Sıvı fazı tarafından absorbe edilen molekül sayısı}}{\text{Sıvı fazı ile etkileşen molekül sayısı}} \quad (2.3)$$

$$\chi_E = \frac{\text{Buhar fazına geçen molekül sayısı}}{\text{Sıvı fazından yayılan molekül sayısı}} \quad (2.4)$$

Rohsenow [7] tarafından yapılan bir çalışmada; çeşitli geometrilere sahip cisimler (düşey levha, düşey silindir, yatay silindir, düşey koni, dönel yatay disk) üzerinde, taban sıcaklığı sabit düşey kap içerisinde ve yatay boru demetleri üzerinde meydana gelen film tipi yoğuşma teorik olarak incelenmiş ve her bir cisme ait denklemler verilmiştir. Bu çalışmada, yaklaşık 3.2 mm ve daha küçük çaptaki düşey silindir içerisinde meydana gelen yoğuşmada silindirin eğrilik yarıçapının göz önüne alınması gerektiği vurgulanmıştır.

Churchill [8] tarafından yapılan yine teorik bir çalışmada, sıvı filmi içindeki aşırı soğuma ve sıvı-buhar ara yüzey etkileşimi göz önüne alınarak düşey düzlemsel yüzey ile düşey bir borunun iç ve dış yüzeylerindeki yoğuşma, eğrilik yarıçapı etkisi de göz önüne alınmak suretiyle teorik olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar kapalı formda sunulmuştur. Bu çalışmada düşey bir silindirin iç yüzeyinde meydana gelen yoğuşmada elde edilen Nu_D sayısı Denklem 2.5 ile gösterilmiştir.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = \frac{2\left(1 - \frac{2}{3}K^{1/4}\right)^{1/4}}{\left\{1 + \frac{1}{2}\left[K / \left(1 - \frac{2}{3}K^{1/4}\right)\right]^{1/4}\right\}K^{1/4}} \quad (2.5)$$

Bu bağıntıda yer alan K,

$$K = \frac{4k(T_d - T_y)\nu z}{h_{sb}g(\rho_s - \rho_b)R^4} \quad (2.6)$$

şeklinde. Yukarıdaki 2.5 numaralı bağıntıda parantezler içerisinde yer alan ifadelerin oranı, silindirin iç eğrilik yarıçapının ısı geçişi üzerindeki azaltıcı etkisini göstermektedir. Bu oran, $Nu_D < 26$ veya $K > 35.10^6$ için ısı geçişi üzerinde % 5'den daha fazla bir azalmaya neden olmaktadır.

Sadasivan ve Lienhard [9] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, laminar film kaynamasında ve yoğunlaşmasında, buharlaşma gizli ısısı üzerinde duyulur ısı geçişinden ileri gelen düzeltme yapılmış ve elde edilen sonuçların önceki çalışmalar ile tam bir uyum içerisinde olduğu gösterilmiştir. Bu çalışmada elde edilen düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısı Denklem 2.7'de gösterilmiştir.

$$h'_{sb} = h_{sb} + C\Delta T \quad (2.7)$$

Bu bağıntıda yer alan C için, literatürdeki çalışmalardan hareketle bir eğri uydurulmuştur. Böylece, film yoğunlaşması olması halinde buharlaşma gizli ısısı için aşağıdaki bağıntının kullanılması önerilmiştir.

$$h'_{sb} = h_{sb} + \left(0.683 - \frac{0.228}{Pr}\right)c_p\Delta T \quad (2.8)$$

Winterton [10] tarafından yapılan teorik bir çalışmada ise, düşey bir levha üzerinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı geçişi, boyutsal çözümleme yoluyla incelenmiştir. Yapılan bu inceleme neticesinde, Nu , Gr ve Pr sayılarının nasıl elde edildiği ve buradan hareketle aynı levha üzerinde meydana gelen doğal taşınım ile ısı geçişi, film kaynaması ve film yoğunlaşmasına ait Nu sayılarının, klasik inceleme ile bulunan Nu sayılarına yaklaşık eşit olduğu gösterilmiştir.

Bu çalışmada, düşey bir levha üzerinde gerçekleşen laminar film yoğuşmasına ilişkin elde edilen yerel Nu sayısı aşağıdaki denklemde gösterilmiştir. Bu denklem, klasik inceleme ile elde edilen denklemden farklı olarak sadece 0.94 katsayısını içermemektedir.

$$Nu_L = \left[\frac{\rho_s g h_{sb} (\rho_s - \rho_b) L^3}{\mu k \Delta T} \right]^{1/4} \quad (2.9)$$

Vargas ve Bejan [11] tarafından yapılan teorik ve deneysel bir çalışmada ise; düşey bir düzlem üzerinde meydana gelen film yoğuşmasında, yüzey üzerindeki sıvı filminin bir mekanik aygıt vasıtasıyla süpürülmesi durumunda ortaya çıkan optimizasyon problemi incelenmiştir. Maksimum ısı geçişinin sağlanmasının böylece maksimum yoğuşuğun elde edilmesinin amaçlandığı bu çalışmada, süpürme süresi azaldıkça elde edilen yoğuşuğun arttığı gözlemlenmiştir.

Beceren ve Kılıç [12] tarafından yapılan ve iki fazlı kapalı bir termosifonun teorik olarak incelendiği bir çalışmada; termosifonun yoğuşma kısmında teorik olarak gerçekleşebilecek maksimum ısı geçişinin, doyma sıcaklığı ile değişimi elde edilmiş ve elde edilen bu sonuçlar literatürdeki teorik ve deneysel sonuçlar ile mukayese edilmiştir. Bu çalışma sonuçlarının, literatürdeki deneysel sonuçlar ile daha uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

2.2 Silindirik Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Literatürde, silindirik kanallardaki yoğuşmanın incelendiği hem deneysel hem de teorik çalışmalara sıklıkla rastlanmaktadır. Bu çalışmalar; buharın yerçekimi ivmesi yönünde akması durumundaki yoğuşmanın incelendiği, buharın yerçekimi ivmesinin tersi yönde akması durumundaki yoğuşmanın (reflux condensation) incelendiği, saf buharın yoğuşmasının incelendiği, buharla birlikte yoğuşmayan bir gazın varlığında gerçekleşen yoğuşmanın incelendiği ve yoğuşma yüzeyinde bir akışkanın yerçekimi ivmesi yönünde akması durumundaki yoğuşmanın incelendiği çalışmalar olarak sınıflandırılabilir.

Chou ve Chen [13] tarafından yapılan ve silindirik sistemlerde yoğuşmanın incelendiği teorik bir çalışmada; eşsıcaklıklı bir akışkan içerisine daldırılan düşey bir silindir içerisinde yerçekimi ivmesinin tersi yönde akmakta olan saf buharın yoğuşması için genel bir analitik model geliştirilmiştir. Bu çalışmada boyutsuz film

kalınlığı, film Re sayısı ve sıvı filmi için ısı taşınım katsayısı formüle edilmiş ve sayısal olarak hesaplanmıştır. Yine bu çalışmada, Bi sayısının artmasıyla sıvı filmi kalınlığının arttığı tespit edilmiştir. Elde edilen Nu sayısının film Re sayısı ile değişiminin, kaynaklardaki deneysel ve teorik sonuçlar ile oldukça uyumlu olduğunun gösterildiği bu çalışmada, Re sayısının küçük değerlerinde daha büyük ısı taşınım katsayılarının elde edilmesinin kısmen, sıvı filmi üzerinde oluşan dalgalanmalardan kaynaklandığı ifade edilmektedir.

Kim ve No [14] tarafından yapılan deneysel çalışmada; 46 mm çapında düşey bir tüp içerisinde yüksek basınçlı (7.5 MPa) buharın türbülanslı film yoğuşması incelenmiştir. Sıvı filmi için ısı taşınım katsayısını hesaplamak için belirli düşey mesafelerde; tüpün ekseninden, iç yüzeyine oldukça yakın bir noktadan ve dış yüzeyinden olmak üzere üç ayrı noktadan sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. İki fazlı akış için basınç düşümünün de ölçüldüğü bu deneysel çalışmada, yerel ısı akısının basınç ile değişimi de tespit edilmiştir. Ayrıca türbülanslı film yoğuşması için yeni bir model geliştirilmiştir.

Düşey bir tüp içerisinde ayrı ayrı gerçekleşen yoğuşma ve buharlaşmayı konu alan bir diğer deneysel çalışma da, Sun ve Hewitt [15] tarafından yapılmıştır. 9.5 mm çapında düşey bir tüp içerisindeki faz değişiminin incelendiği bu çalışmada, yoğuşma için soğutma, buharlaşma için ısıtma işlemi su ile gerçekleştirilmiştir. İki fazlı akışın, test ünitesine yerçekimi ivmesinin aksi yönde girdiği bu çalışmada, ısı taşınım katsayısının buhar kuruluk derecesi ile değişimi elde edilmiştir.

Thumm ve diğ. [16] tarafından yapılan bir deneysel çalışmada; düşey bir tüp içerisinde akmakta olan buharın film yoğuşmasında film Reynolds sayısının, Pr sayısının ve ara yüzey kayma gerilmesinin yoğuşma üzerindeki etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Söz konusu tüp, dış yüzeyinden su ile soğutulurken buhar tüp içerisinde aşağıdan yukarı doğru akmaktadır. Bu çalışmada kayma gerilmesinin, çeşitli Pr sayıları için ısı geçiş parametreleri üzerindeki etkisi grafikler halinde elde edilmiştir.

Pan [17], buhar hızını yani ara yüzey kayma gerilmesini ve ara yüzeydeki kütle geçişini dikkate alarak düşey tüp içerisindeki yoğuşma olayını teorik olarak incelemiştir. Buhar akışının hem yukarı hem de aşağı yönlü ele alındığı bu çalışmada; ara yüzey kayma gerilmesinin ve ara yüzeydeki kütle geçişinin, çalışma

akışkanının termofiziksel özelliklerine ve çalışma sıcaklığına güçlü bir şekilde bağlı olduğu tespit edilmiştir.

No ve Park [18] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, yoğunlaşmayan bir gazın varlığında düşey bir tüp içerisindeki su buharının yoğunlaşması, kütle geçiş etkisi, giriş etkisi ve ara yüzeydeki dalgalanmanın yoğunlaşma üzerindeki etkisi dikkate alınarak incelenmiş ve bunun için bir çözüm modeli geliştirilmiştir. Bir algoritmanın geliştirildiği ve mühendislik uygulamalarına kolayca adapte edilebilecek bu çalışma sonuçlarının literatürdeki deneysel çalışmalarla oldukça uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Dış yüzeyine düşey yönde üçgen kanallar açılmış düşey bir tüpte eşzamanlı olarak gerçekleşen yoğunlaşma ve buharlaşma olayı, Park ve Choi [19] tarafından üç boyutlu olarak incelenmiştir. Söz konusu teorik çalışmada; tüpün dış yüzeyinde yoğunlaşma olurken, yoğunlaşma sonucu açığa çıkan ısı enerjisi aracılığıyla eşzamanlı olarak tüpün iç yüzeyinde de buharlaşma gerçekleşmektedir. Dış tarafına üçgen kanallar açılan tüpün dış yüzeyinde meydana gelen yoğunlaşmada, düzgün bir tüpün dış yüzeyinde gerçekleşen (Nusselt'in çözümlemesine göre gerçekleşen) yoğunlaşmaya göre 5-10 kat daha büyük ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçların, literatürdeki diğer sonuçlar ile de uyumlu olduğu ifade edilmektedir.

Du ve Wang [20] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; sıvı-buhar ara yüzeyinde dalgaların olması halinde, değişik çaplardaki düşey mini kanallardaki film yoğunlaşması ele alınmıştır. Sıvı-buhar ara yüzeyinde oluşan dalgalar; sıvı filmini inceltici etkilerinden, ara yüzeydeki faz değişim alanını artırdıklarından ve taşınım etkilerinden dolayı özellikle mini tüplerde ısı geçişini artırıcı bir rol oynamaktadır. Bu çalışmada, ara yüzeydeki dalgaların çoğunlukla sıvı filmini inceltici etkisinden dolayı, normal boyutlardaki tüplere nazaran, mini tüplerde ısı geçişini iyileştirme yönünde daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Ancak mini tüplerde, ara yüzeydeki dalgalanmaların faz değişim alanını artırıcı etkisinin, diğer etkilerinin yanında önemli bir rol oynamadığı ifade edilmiştir.

Seban ve Hodgson [21] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; Nusselt'in, yukarı doğru akan buharın düşey bir levha üzerindeki yoğunlaşmasını konu alan çalışması, düşey bir silindirik tüpe adapte edilmiş ve sayısal bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir.

Fiedler ve Auracher [22] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; R134a soğutucu akışkanının 7 mm iç çapındaki ve değişik eğimlerdeki bir silindirik tüp içerisindeki yukarı doğru akışı esnasındaki yoğuşmasında basınç düşümü incelenmiştir. Bu çalışmada, yoğuşuğun geriye akmaya başlamasından önce meydana gelen basınç düşümünün, tüpün eğim açısına çok fazla bağımlı olmadığı sonucuna varılmıştır. Basınç düşümünü oluşturan bileşenlerden yerçekimi kaynaklı bileşenin, akışkanın yoğunluğuna bağlı olarak diğer bileşenlere göre daha fazla önem kazandığı da gösterilmiştir. Ayrıca bu çalışmada; önceki deneysel çalışmalardan hareketle, geriye akışlı yoğuşmada, test ünitesinin yatay ile 40°'lik bir açı yapması durumunda, düşey üniteye nazaran 2 kat ısı geçişi sağladığı belirtilmiştir.

Shah [23] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; çeşitli akışkanların yatay, eğimli ve düşey silindirik borulardaki yoğuşmasında önceki deneysel çalışmalardan yararlanılarak ısı geçiş katsayısının tespitine yönelik boyutsuz bir korelasyon geliştirilmiştir. Çok geniş bir deneysel çalışma aralığının değerlendirmeye alındığı bu çalışmada, boru çapları 7-40 mm aralığında olup akışkan kuruluk derecesi 0-1 arasında değişmektedir. Freon çeşitlerinden su buharına kadar bir çok akışkanın kullanıldığı bu çalışmada geliştirilen korelasyon aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$h_{TPM} = h_L \left(0.55 + \frac{2.09}{Pr^{0.38}} \right) \quad (2.10)$$

h_{TPM} 'nin, iki fazlı akışa ait ortalama ısı taşınım katsayısını, h_L 'nin ise bütün akışkanın sıvı fazında akması durumuna karşılık gelen ısı taşınım katsayısını gösterdiği bu bağıntı, kuruluk derecesinin 1-0 arasında lineer olarak değiştiği (girişte 1 ve çıkışta 0 olacak şekilde lineer değişim) bütün yatay, eğimli ve düşey borulardaki Newtonian akışlarda kullanılabilmektedir. Toplam 473 veri kullanılarak elde edilen bu korelasyonun kullanılması durumunda meydana gelebilecek sapmanın, % 15 sınırı içerisinde kaldığı ifade edilmektedir.

Wang ve Du [24] tarafından yapılan bir çalışmada, eğimli ve silindirik bir mini kanalda su buharının laminar film tipi yoğuşması deneysel olarak incelenmiştir. Teorik incelemenin, eksenel ve çevresel yönde olmak üzere iki boyutlu yapıldığı söz konusu çalışmada; eğim açısının, mini tüplerde boru çapı arttıkça yoğuşmayı azaltıcı bir etkisinin olduğu hem deneysel hem de teorik açıdan gösterilmiştir.

Yang ve Shieh [25] tarafından yapılan bir deneysel çalışmada; 1-3 mm iç çapına sahip yatay dairesel tüplerde, hava-su çifti ve R134a soğutucu akışkanının iki fazlı akışına ait akış rejimleri incelenmiştir. Bu çalışmada; hava-su karışımı için ve R134a soğutkanının iki fazlı akışı için birer deney tesisatı kurulmuştur. Her iki deney tesisatındaki test ünitesi de Pyrex camdan yapılmıştır. Hava-su çiftine ait akışlarda elde edilen sonuçların önceki çalışmalarla çok uyumlu olduğu bu çalışmada, kaldırma kuvveti ve türbülansın ileri gelen salınımlara ilaveten yüzey gerilim kuvvetinin de küçük tüplerdeki akış rejimleri üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.

Du ve Zhao [26] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; iç yüzeyine eksenel yönde ince bir metal çubuğun kaynatıldığı düşey bir mini tüp içerisindeki film tipi yoğunlaşma halinde ısı geçişi incelenmiştir. Düşey tüp içerisinde kılcal etki oluşturmaya yönelik bu çalışmada, tüp içerisine kaynatılan metal çubuğun çapının artmasının ısı geçişi açısından önemli bir iyileşmeye yol açtığı tespit edilmiştir. Yoğuşan akışkanın metal çubuğu ıslatmasının toplam ısı geçiş katsayısı üzerinde az da olsa etkili olduğunun gösterildiği bu çalışmada, aynı iç çapa sahip olmak üzere, içerisinde metal çubuk olan yoğunlaşma ünitesinin, içerisinde herhangi bir şey bulunmayan klasik dairesel yoğunlaşma ünitesine nazaran yoğunlaşma esnasında daha fazla ısı geçişi sağladığı tespit edilmiştir.

Rufer ve Kezios [27] tarafından yapılan ve eğimli bir silindirik borudaki katmanlı akış halinde meydana gelen yoğunlaşmanın konu edildiği teorik bir çalışmada; özellikle tüpün eğimi dikkate alınarak ısı karakteristlikler ve basınç düşümü için çeşitli bağıntılar geliştirilmiştir. Ayrıca, kütleli debi, tüpün eğim açısı ve çapının yoğunlaşma esnasında boru içerisinde oluşacak sıvı seviyesine etkisi bir örnek üzerinde gösterilmiştir.

Soliman ve diğ. [28], eğimli bir boru içerisindeki halkasal akış halinde gerçekleşen yoğunlaşmada, sürtünme, momentum ve yerçekimi arasındaki etkileşimi teorik olarak ve oldukça ayrıntılı bir şekilde incelemiştir. Buhar akışının ve bu buhar akışını çevreleyen sıvı filmi akışının da türbülanslı akış kabul edildiği bu halkasal akışın teorik incelenmesi neticesinde, yerel ısı taşınım katsayısı için elde edilen bağıntının, kaynaklardaki deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca; sürtünme kuvveti, momentum ve yerçekimi etkisinin, cidardaki kayma gerilmesi üzerindeki etkisi de belirlenmiştir.

Jung ve diğ. [29] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, aralarında R600a soğutkanının da bulunduğu altı farklı yanıcı soğutkanın, 19 mm dış çapındaki düzlemsel bir tüpün dış tarafındaki yoğuşmasında ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Bu deneysel çalışmada elde edilen ısı taşınım katsayıları, Nusselt'in klasik çözümlemesinden elde edilen teorik ısı taşınım katsayıları ile mukayese edilmiş ve sonuçların oldukça uyumlu olduğu gösterilmiştir.

2.3 Düzlemsel Yüzeylerde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Literatürde, düşey silindirik sistemlerde yoğuşmanın yanı sıra düşey düzlemsel sistemlerde yoğuşma konusunda da yapılmış çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar da; eşsıcaklıklı düşey yüzeylerde meydana gelen saf buhar yoğuşmasının incelendiği çalışmalar, eşsıcaklıklı olmayan düşey yüzeylerde meydana gelen saf buhar yoğuşmasının incelendiği çalışmalar, yoğuşmayan bir gazın varlığında düşey bir yüzey üzerinde meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, sürekli olmayan rejimde düşey yüzeylerde meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar, düşey düzlemsel yüzeylerde meydana gelen yoğuşmada sıvı-buhar ara yüzeyindeki dalgalanmaların incelendiği çalışmalar ve düşey düzlemsel kanatçıklar üzerinde meydana gelen yoğuşmanın incelendiği çalışmalar olarak sınıflandırılabilir.

Buna göre; durgun bir buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı ve düşey bir plaka üzerinde kızgın buharın yoğuşmasını konu alan teorik bir çalışma, Shang ve Wang [30] tarafından yapılmıştır. Elde edilen iki boyutlu sınır tabaka denklemlerinin, klasik Falkner-Skan yöntemi yerine, boyutsuz hız bileşeni metodu ile adi diferansiyel denklemlere dönüştürüldüğü bu çalışmada, buhar ve sıvı filmi için fiziksel özelliklerin sıcaklık ile değişimleri dikkate alınarak sıvı filmi ve buhar tarafında oluşan film bölgesi için boyutsuz hız ve sıcaklık profilleri elde edilmiştir.

Yine, durgun bir buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı ve düşey bir plaka üzerinde doymuş su buharının laminar film yoğuşmasını konu alan teorik bir çalışma, Poots ve Miles [31] tarafından yapılmıştır. Sürekli rejimde, sıvı-buhar ara yüzeyindeki yüzey gerilimi ihmal edilerek sıvı filmi ve buhar bölgeleri için ayrı ayrı elde edilen iki boyutlu sınır tabaka denklemleri, sınır tabaka yaklaşımı ile basitleştirilmiş ve sayısal olarak çözülmüştür. Akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişiminin göz önüne alındığı bu çalışmada, sayısal çözüm çeşitli sabit yüzey sıcaklıkları için tekrarlanmış ve sonuçlar literatürdeki benzer çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Stuhltrager ve diğ. [32] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, düşey bir levha üzerinde meydana gelen yoğunlaşma incelenmiş ve elde edilen zamana bağlı ve iki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri sonlu farklar yöntemi ile çözülmüştür. Yoğuşmanın, akış parametreleri açısından incelendiği bu çalışmada; hız alanı, sıvı filminde oluşan girdaplar ve basıncın yüzey boyunca değişimi elde edilmiştir.

Yine, Stuhltrager ve diğ. [33] tarafından yapılan teorik bir çalışmada, düşey bir levha üzerinde meydana gelen yoğunlaşma, akış dinamikleri ve ısı geçişi açısından incelenmiştir. Elde edilen sonuçların, R11 soğutucu akışkanına uyarlandığı bu çalışmada; sıvı filminin yapısının zamanla değişimi elde edilmiştir.

Durgun bir buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı ve düşey bir levha üzerinde doymuş saf buharın yoğunlaşmasını konu alan teorik bir çalışma da, Chen [34] tarafından yapılmıştır. Akışkan fiziksel özelliklerinin sabit kabul edildiği bu çalışmada; ara yüzey kayma gerilmesi dikkate alınarak, sıvı filmi ve buhar bölgesindeki sınır tabaka için geçerli denklemler elde edilmiş ve bu denklemler boyutsuzlaştırılarak çözülmüştür.

Koh ve diğ. [35] tarafından yapılan ve yine durgun bir buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı düşey bir levha üzerinde doymuş saf buharın yoğunlaşmasını konu alan teorik bir çalışmada; sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin ısı geçişi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin dikkate alınması durumunda aşağı doğru akmakta olan sıvı filminin, buhar ortamında bir harekete neden olacağı ve böylece momentumunun bir kısmını yitireceği (sıvı filminin ortalama hızında bir azalma olacağı) ifade edilen çalışmada, bu durumun yoğunlaşma miktarını azaltacağı ve böylece ısı geçişinde bir azalmaya yol açacağı gösterilmiştir. Bu çalışmada ayrıca, Pr sayısının 10 veya daha fazla olması ve yine Pr sayısının 1 veya çok daha küçük olması durumlarında ara yüzeydeki kayma gerilmesinin ısı geçişi üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir olduğu gösterilmiştir.

Yine Koh [36] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; durgun buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı ve düşey bir levha üzerinde doymuş saf buhar yoğunlaşması integral metotla incelenmiş ve böylece elde edilen sınır tabaka denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. Her bir faza ait fiziksel özelliklerin etkisini gösteren $[(\rho\mu)_s/(\rho\mu)_b]^{1/2}$ teriminin elimine edilebileceğinin gösterildiği bu çalışmada elde edilen ısı geçiş sonuçlarının, sınır tabaka denklemlerinin tam çözümü ile elde edilen

sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca, bu parametrenin film kaynaması problemlerinde önemli bir rol oynamasından dolayı bu parametreye yer verilmesi şartıyla, bu çalışmada geliştirilen integral yöntemin laminar film kaynamasına da uygulanabileceği ifade edilmiştir.

Durgun bir buhar ortamına yerleştirilen eşsıcaklıklı ve düşey bir plaka üzerinde doymuş buhar yoğunlaşmasının, sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesi etkisinin ihmal edilerek incelendiği teorik bir çalışma da Sparrow ve Gregg [37] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada; yeni bir benzerlik dönüşümü (similarity transformation) yöntemi kullanılarak sınır tabaka denklemlerinin adi diferansiyel denklemlere dönüşümü yapılmış ve Pr sayısının 1'den küçük olması durumunda ivmelenmeden kaynaklanan terimin, ısı geçişi üzerinde önemli bir etkisinin olduğu tespit edilmiştir.

Kaynaklarda, eşsıcaklıklı düşey yüzeylerde meydana gelen yoğunlaşmanın incelendiği çalışmaların yanı sıra eşsıcaklıklı olmayan düşey yüzeylerde meydana gelen yoğunlaşmanın incelendiği çalışmalar da yer almaktadır. Buna göre Yang [38] tarafından yapılan böyle bir teorik çalışmada; elde edilen sınır tabaka denklemleri için bir asimptotik seri çözüm yöntemi geliştirilmiş ve bu çözümün, yüzey boyunca homojen olmayan emmenin olduğu (yoğuşmaya benzer kabul edilebildiğinden) ve yerçekiminin değişken olduğu sistemlere de uygulanabileceği belirtilmiştir.

Brouwers [39] tarafından yapılan ve yine eşsıcaklıklı olmayan düşey bir düzlemsel yüzey üzerinde meydana gelen yoğunlaşmanın incelendiği teorik bir çalışmada; McAdam sayısı (Ad) ve transfer birimi sayısından (NTU) yararlanılarak inceleme yapılmış ve elde edilen sonuçlar kapalı formda sunulmuştur. Söz konusu düzlemsel yüzeyin, diğer tarafına monte edilmiş olan çok-girişli bir ısı değiştiricisi tarafından soğutulduğu bu çalışmada; saf buhar ile soğutucu akışkanın, paralel ve zıt yönlü, paralel ve aynı yönlü ile dik akımlı durumları için ayrı ayrı inceleme yapılmıştır.

Yine kaynaklarda, saf buhar yoğunlaşmasının incelendiği çalışmaların yanı sıra, yoğunlaşmayan bir gazın varlığında gerçekleşen yoğunlaşma mekanizmasının incelendiği hem deneysel hem de teorik çalışmalara da rastlamak mümkündür. Buna göre; Park ve diğ. [40] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, üzerinden bir sıvı filmi akmakta olan düşey düzlemsel bir yüzeyde saf su buharı yoğunlaşması ve su buharı-hava karışımının yoğunlaşmasında sıvı-buhar ara yüzeyinde meydana gelen dalgalanmaların film yoğunlaşması üzerindeki etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca, toplam ısı geçiş katsayısının, hava kütle oranına, karışım hızına ve sıvı filmine ait

Re sayısına bağılı değişiminin tespit edildiği bu çalışmada; buhar tarafındaki ısı taşınım katsayısının, sıvı filmine ait Re sayısı büyüdükçe arttığı, buna karşılık karışım hızı artarken düştüğü saptanmıştır.

Slegers ve Seban [41] tarafından yapılan benzer bir çalışmada; düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde, düşük konsantrasyonlarda hava içeren su buharının laminer film yoğuşması deneysel olarak incelenmiştir. Film Re sayısının, dalga oluşum sınırının altında tutulduğu bu çalışmada, hava konsantrasyonu arttıķa ortalama ısı akısının azaldığı ve düşük konsantrasyonlarda hava içeren su buharının, literatürde aynı şartlardaki yoğuşma için öngörülen değerden yaklaşık % 20 daha fazla ısı akısı sağladığı tespit edilmiştir.

Denny ve Jusionis [42] tarafından yapılan, yoğuşmayan bir gazın ve buhar hızının laminer film yoğuşması üzerindeki etkisinin konu edildiği teorik bir çalışmada; 6 ayrı akışkan buharının, sabit sıcaklıklı düşey bir yüzey üzerinde, çeşitli hızlarda ve çeşitli doyma sıcaklıklarında, kütlesel olarak % 0.1 ve % 1 konsantrasyonlarında hava içermeleri durumunda yoğuşmaları ısı geçişi açısından incelenmiştir. Buna göre; sadece düşük konsantrasyonlarda (% 0.1) ve yüksek buhar hızlarında (~3 m/s), Nusselt'in teorisindeki saf buhar yoğuşmasına göre ısı geçişinin arttığı ve ayrıca bu ısı geçiş oranının, düşey mesafe ile azaldığı saptanmıştır. Ayrıca, sabit gaz konsantrasyonunda buhar hızı azaldıkça bu oranın azaldığı ve sabit buhar hızında yoğuşmayan gaz konsantrasyonu arttıķa bu oranın yine azaldığı tespit edilmiştir. Söz konusu çalışmada sonuçlar, nümerik ve yarı-deneysel olmak üzere iki farklı yöntem ile elde edilmiş ve sonuçların uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Al-Diwany ve Rose [43] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; su buharının düşey bir levhadaki doğal taşınım yoluyla yoğuşmasında, hava, argon, neon ve helyum gibi yoğuşmayan gazların etkisi incelenmiştir. Buna göre; hava, argon ve neon gibi, moleküler ağırlığı su buharına göre daha fazla olan gazların ortamdaki varlığı, Nusselt'in teorisindeki saf buhar yoğuşmasına göre ısı geçişini azalttığı ve bu gazların konsantrasyonlarının artmasının bu ısı geçiş oranını azaltıcı yönde etki gösterdiği saptanmıştır. Ayrıca söz konusu çalışmada, moleküler ağırlığı su buharına göre daha küçük olan helyum gazının, bu ısı geçiş oranını daha fazla azalttığı belirlenmiştir.

Yoğuşmayan bir gazın, yoğuşma üzerindeki etkisini inceleyen teorik bir çalışma da Sparrow ve Lin [44] tarafından yapılmıştır. Durgun bir buhar ortamına yerleştirilen

eşsıcaklıklı düşey bir levha üzerinde meydana gelen laminar film yoğunlaşmasına, ortamda bulunan yoğunlaşmayan bir gazın etkisini konu alan bu çalışmada; ortamda bulunan düşük konsantrasyonlardaki yoğunlaşmayan gazın bile ara yüzeyde birikerek buradaki yoğunlaşan gazın kısmi basıncının azalmasına yol açtığı ve bunun da yoğunlaşma miktarını azalttığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca, bu çalışmada elde edilen sonuçların, kaynaklarda yer alan aynı konudaki deneysel çalışmalar ile oldukça uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Minkowycz ve Sparrow [45] tarafından yapılan ve oldukça kapsamlı olan teorik bir çalışmada; yoğunlaşmayan bir gaz olan havanın, eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzeyde su buharının yoğunlaşması üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada ayrıca; ara yüzeydeki ısı direnç, buharın kızgınlık derecesi, sıcaklık ve konsantrasyon gradienlerinden ileri gelen doğal taşınım, ısı yayılım ve kütle yayılım ile sıvı filmi ve su buharı-hava bölgesindeki fiziksel özelliklerin değişiminin de yoğunlaşma üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yoğunlaşma ortamındaki kütle olarak % 0.5'lik bir hava konsantrasyonunun ısı geçişini % 50 oranında azalttığı tespit edildiği bu çalışmada, düşük basınç seviyelerinde bu etkinin daha da arttığı gösterilmiştir. Isı geçişindeki bu düşüşün temel nedeninin gaz-buhar sınır tabakasındaki yayılımdan kaynaklanan direnç olduğunun vurgulandığı bu çalışmada, sıvı-buhar ara yüzeyindeki ısı direncin bu düşüş üzerinde ikincil bir etken olduğu da vurgulanmıştır. Ayrıca bu çalışmada; saf buhar yoğunlaşmasında ısı geçişi üzerinde fazla etkili olmayan buhar kızgınlık derecesinin, ortamda yoğunlaşmayan bir gaz olması durumunda oldukça önemli hale geldiği belirlenmiştir.

Denny ve Mills [46] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; eşsıcaklıklı olmayan düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde, buhar hızı ve akışkan fiziksel özelliklerindeki değişim dikkate alınarak saf buharın laminar film yoğunlaşması incelenmiştir. Başta su buharı olmak üzere, Pr sayıları birden büyük olan 10 farklı akışkanın incelendiği bu çalışmada, sınır tabaka içerisindeki korunum denklemlerinin sonlu farklar yardımıyla çözüldüğü bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Söz konusu çalışmada su buharı için, buhar hızı arttıkça, yerel ısı taşınım katsayısında % 30'a varan bir artış olduğu saptanmış ve bu artışın, yoğunlaşma doğrultusunda ilerlendikçe azaldığı belirlenmiştir.

Literatürde, yoğunlaşma esnasında sıvı-buhar ara yüzeyinde oluşan dalgalanmanın incelendiği çok sayıda teorik çalışmaya da rastlamak mümkündür. Buna göre Miyara [47] tarafından, yoğunlaşma esnasında sıvı-buhar ara yüzeyinde oluşan dalgalanmanın

yoğuşmaya etkisi sonlu farklar metodu ile sayısal olarak incelenmiştir. İncelemenin iki boyutlu yapıldığı bu çalışmada; ısı geçişindeki iyileşmenin, film kalınlığının azalmasına ve sıvı filmi içerisindeki taşınım teriminin de göz önüne alınmasına bağlı olduğu saptanmış ve Pr sayısı arttıkça ısı geçişindeki iyileşmenin de arttığı belirlenmiştir.

Durgun ve saf bir buhar ortamına yerleştirilen ve eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde dalgalı laminar film yoğuşmasında sıvı filminin kararlılığını ve ısı geçiş mekanizmasını konu alan bir teorik çalışma da Marschall ve Lee [48] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada; yoğuşma neticesinde oluşan ve yerçekimi etkisi altında akmakta olan sıvı filminin, kritik Re sayısının çok küçük olması nedeniyle hemen her zaman kararsız bir yapıya sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, sıvı filmi içerisindeki sıcaklık düşüşünün sabit kalması şartıyla, yoğuşma yoluyla meydana gelen kütle geçişinin sıvı filminin kararlılığı üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir.

Durgun ve saf bir buhar ortamına yerleştirilen ve eşsıcaklıklı düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde laminar dalgalı film yoğuşmasında sıvı filminin kararlılığını konu alan bir teorik çalışma da Ünsal ve Thomas [49] tarafından yapılmıştır. Yapılan bazı kabullerle sıvı-buhar ara yüzeyindeki şartların, sadece sıvı fazın özellikleri ile ifade edildiği bu çalışmada; yüzey gerilimi, viskozite ve ara yüzeyde yoğuşma yoluyla gerçekleşen kütle geçişi sıvı filminin kararlılığı üzerinde olumlu etkiye sahip iken, yerçekimi ivmesinin sıvı filmi akışında kararsızlığa yol açtığı tespit edilmiştir. Yine, Ünsal ve Thomas [50] tarafından yapılan ve benzer şartlar altındaki bir yüzeyde meydana gelen yoğuşmanın incelendiği teorik bir çalışmada; boyutsuz akım fonksiyonu ve sıcaklık ifadeleri, oluşan dalga sayısına göre asimptotik seriye açılmış ve kararsız durumdaki film kalınlığının fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Bu bağıntıdan ve ara yüzeydeki enerji dengesinden yararlanarak, ortalama bir kalınlık ve salınımlardan oluşan film kalınlığı için lineer olmayan bir denklem elde edilmiştir.

Al-Nimr ve AlKam [51], diğer çalışmalardan farklı olarak, Nusselt'in incelemesini, poroz bir ortama daldırılan ve eşsıcaklıklı olmayan düşey levhadaki yoğuşma problemine adapte etmiştir. Bu çalışmada; x , yoğuşma yönündeki uzunluğu göstermek üzere, ince bir poroz ortamdaki sıvı filmi kalınlığının $x^{1/4}$ ile, kalın bir poroz ortamdaki sıvı filmi kalınlığının ise $x^{1/2}$ ile doğru orantılı olarak değiştiği tespit

edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada; poroz ortamın, sıvı filmi kalınlığını artırdığı sonucuna varılmıştır.

Kutateladze ve Gogonin [52] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; durgun ve saf bir buhar ortamına yerleştirilen düşey düzlemsel bir yüzey üzerinde, yatay bir borunun dış yüzeyinde ve bir yatay boru demeti üzerinden buhar akışı halinde meydana gelen film yoğuşması ayrı ayrı incelenmiş ve aralarında büyük benzerlik olduğu gösterilmiştir.

2.4 Düzlemsel Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Zhao ve Liao [53] tarafından yapılan kapsamlı bir teorik çalışmada, üçgen kesitli düşey mini kanallardaki yoğuşma, ısı geçişi ve basınç düşümü açısından incelenmiştir. Kılcallık, ara yüzey kayma gerilmesi, ara yüzeydeki ısı direnç, yerçekimi ve eksenel yöndeki basınç düşümünün dikkate alındığı bu çalışmada herhangi bir kesitteki akış, kılcal bölge, ince sıvı filmi bölgesi ve buhar bölgesi olmak üzere üç kısma ayrılarak incelenmiştir. Teorik analizde eşkenar bir üçgen esas alındığından simetriden dolayı kanalın 1/6'sını incelemek yeterli olmuştur. Elde edilen denklemlerin sayısal olarak çözüldüğü bu çalışmada; yerel ısı taşınım katsayısının herhangi bir kesitteki çevresel değişimi, herhangi bir kesit için ortalama ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi, sıvı filmi kalınlığının herhangi bir akış kesitindeki çevresel değişimi ve basınç gradyanının kanal boyunca değişimi grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca bu grafikler, 1, 1.5 ve 2 mm kenar uzunluğuna sahip eşkenar üçgenler için elde edilerek, kanal boyutlarının ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Üçgen kesitli kanalların, aynı hidrolik çapa sahip silindirik borulara göre özellikle giriş bölgesinde daha yüksek ısı taşınım katsayıları sağladığının tespit edildiği bu çalışmada; kanalın kenar uzunluğu azaldıkça, yine özellikle giriş bölgesinde çok daha yüksek ısı taşınım katsayıları elde edildiği ancak, eksenel yönde ilerledikçe ısı taşınım katsayılarının keskin bir düşüş gösterdiği saptanmıştır. Öngörüleceği gibi, kanal kenar uzunluğu azaldıkça basınç düşümünün arttığı da yine bu çalışmada tespit edilmiştir.

Kaynaklarda, hem dairesel hem de dairesel olmayan kanallarda yoğuşmanın birlikte incelendiği çalışmalara da rastlamak mümkündür. Buna göre; Narain ve diğ. [54] tarafından teorik olarak yapılan bir çalışmada, eğim açısı 0-90° arasında olan

dikdörtgen bir kanal ile düşey bir tüp içerisinde akmakta olan saf bir buharın film yoğuşması incelenmiştir. Bu çalışmada; eğimli olan dikdörtgen kanalın sadece alt yüzeyindeki yoğuşma incelenirken (diğer yüzeylerinde yoğuşma olmadığı kabul edilmiştir), silindirik tüpün iç yüzeyindeki yoğuşma incelenmiştir. Ara yüzey kayma gerilmesini asimptotik formda veren yeni bir teoremin önerildiği bu çalışmada, belirli bir aralıkta, klasik kesin çözüm sonuçları ile oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Daha önceki deneylerde, R-11 soğutkanının, yarıçapı 2 cm olan düşey bir silindir içerisindeki yoğuşmasında elde edilen sonuçlar ile yine R-11 soğutkanının, kenar uzunluğu 4 mm olan düşey bir kanaldaki yoğuşmasında bu çalışma kapsamında elde edilen teorik sonuçlar mukayese edilmiş ve kanalda daha büyük ısı taşınım katsayılarının elde edildiği gösterilmiştir.

Panday [55] tarafından yapılan teorik bir çalışmada ise; hem silindirik bir boru içerisinde hem de birbirine paralel düşey iki levha arasında meydana gelen yoğuşma, sonlu farklar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. İncelemenin iki boyutlu yapıldığı ve atalet ve taşınım terimlerinin de göz önüne alındığı bu çalışmada; yüzeyler eşsıcaklıklı, akışkan özellikleri sabit, sıvı-buhar ara yüzeyi düzgün ve dalgasız kabul edilerek hareket halindeki saf buhar yoğuşması ele alınmıştır. Bu çalışma literatürdeki, bir tüp içerisinde türbülanslı film yoğuşmasının iki boyutlu olarak ele alınıp sıvı ve buhar fazlarına ait sınır tabaka denklemlerinin birlikte sayısal olarak çözüldüğü ilk çalışma olma özelliğini de taşımaktadır. Bu çalışmada; 24 mm iç çapındaki düşey tüp için çözüm yapılmış ve yüksek hızlarda oluşan türbülansın, ısı taşınım katsayısını artırdığı ve bu durumun yatay ve düşey borularda fazla bir farklılık göstermediği sonucuna varılmıştır.

Ayrıca bu çalışmada; R123/R134a akışkan karışımının, aralarındaki açıklık 6 mm olan 3 m boyundaki düşey iki plaka arasındaki yoğuşması incelenmiş ve ortalama ısı taşınım katsayısının, karışımdaki R134a kütle oranına bağlı olarak değişimi grafik olarak sunulmuştur. Böylece, karışımdaki R134a kütle oranı arttıkça ortalama ısı taşınım katsayısının da arttığı sonucuna varılmıştır.

Silindirik, kare ve dikdörtgen kanallarda R134a soğutkanının yoğuşması esnasında oluşan iki fazlı akış rejimlerini konu alan deneysel bir çalışma, Coleman ve Garimella [56] tarafından yapılmıştır. Bu deneysel çalışmada, yoğuşma ünitesindeki soğutma hava ile sağlanmıştır. Kütle akının $150\text{--}750\text{ kg/m}^2\text{s}$ aralığında değiştiği ve 6 farklı boyuttaki kanalların (silindirik, $D_h=4.91\text{ mm}$; kare, $D_h=4\text{ mm}$; dikdörtgen

4*6 ve 6*4, $D_h=4.8$ mm; dikdörtgen 2*4 ve 4*2 $D_h=2.67$ mm) kullanıldığı deneylerde akış rejimleri; tıkaç, dalgalı, halkasal ve dağınık akış olmak üzere dört guruba ayrılmıştır. Test ünitesinin yatay yerleştirildiği bu çalışmada; birbirine yakın hidrolik çapa sahip test ünitelerinde akış rejimleri arasındaki geçişlerin, test ünitesinin geometrisine veya bir kanalın boyutları arasındaki orana çok bağlı olmadığı sonucuna varılmıştır.

Yine, Coleman ve Garimella [57] tarafından yapılan bir deneysel çalışmada, silindirik ve dikdörtgen kesitli mini kanallardaki hava-su karışımına ait iki fazlı akış rejimleri gözlemlenmiştir. Test ünitelerinin yatay olarak yerleştirildiği ve ısı geçişine karşı yalıtıldığı bu çalışmada; 1.3-5.5 mm hidrolik çapındaki kanallar kullanılmış ve kanal hidrolik çapı ile kanal geometrisinin akış rejimleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Ayrıca bu çalışmada elde edilen sonuçların; 10 mm ve daha büyük hidrolik çapa sahip kanallara tatbik edilebileceği ancak, hidrolik çapın ve yüzey geriliminin akış rejimleri üzerindeki etkisinden dolayı bu çalışmadakilerden daha küçük hidrolik çaplara sahip kanallara tatbik edilmesinin uygun olmayacağı belirtilmiştir. Hidrolik çapın ve dolayısıyla yüzey geriliminin akış rejimleri üzerindeki etkisi grafikler halinde gösterilmiştir. Test ünitesinin yalıtılması nedeniyle, faz değişiminin gerçekleştiği durumlara direkt adapte edilemeyecek olan bu çalışmada, yaklaşık aynı hidrolik çapa sahip silindirik ve dikdörtgen kanallardaki akış rejimlerinin mukayesesi grafik olarak gösterilmiştir.

R134a soğutucu akışkanının yoğuşmasını konu alan deneysel bir çalışma da Yan ve diğ. [58] tarafından yapılmıştır. R134a soğutucu akışkanının plakalı bir ısı değiştiricisinde yoğuşmasının incelendiği bu çalışmada, belirli bir basınç ve belirli bir ısı akısında değişik kütleli debiler için yerel ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi grafik olarak sunulmuştur. Benzer işlemler, belirli bir kütleli debi ve belirli bir basınçta değişik ısı akıları için ve belirli bir kütleli debi ve belirli bir ısı akısında değişik basınçlar için tekrarlanmıştır. Soğutkan kütleli akısı arttıkça, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün de arttığının tespit edildiği bu çalışmada; küçük kütleli akılarda, buhar kuruluk derecesindeki küçük artışların, ısı taşınım katsayısında büyük artışlara neden olduğu belirlenmiştir. Isı taşınım katsayısı için elde edilen grafiklerin benzerleri basınç düşümü için de elde edilmiştir.

2.5 Düşey Kanatçık Yüzeylerinde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Kaynaklarda, yüzey ve kanallardaki yoğuşma probleminin incelendiği çalışmalar yer aldığı gibi, kanatçıklar üzerindeki yoğuşma olayını da konu alan çalışmalar yer alır. Buna göre; Sarma ve diğ. [59] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; taban sıcaklığı sabit tutulan ve durgun ve doymuş saf bir buhar ortamına yerleştirilmiş olan düşey bir kanatçık üzerinde meydana gelen yoğuşma incelenmiştir. Teorik incelemede elde edilen denklemlerin 4. mertebeden Runge-Kutta yöntemi ile çözüldüğü bu çalışmada, kanatçık profili değiştirilerek (sabit dikdörtgen kesitli, üçgen kesitli profil vs.) bu durumun film kalınlığı üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.

Yine düşey kanatçıklar üzerinde gerçekleşen laminar film yoğuşmasını konu alan teorik bir çalışma da, Chen ve diğ. [60] tarafından yapılmıştır. Taban sıcaklığı ve kesiti sabit olan düşey kanatçığın, doyma sıcaklığındaki saf ve durgun bir buhar ortamına yerleştirildiğinin kabul edildiği bu çalışmada; ucu yalıtılmış kanatçık modeli kullanılarak sıvı filmi ve buhar bölgesinde oluşan sınır tabaka ayrı ayrı incelenmiştir. Nusselt'in yaptığı temel çalışmanın, düşey kanatçık üzerindeki laminar film yoğuşmasına tatbik edilmesinin uygun olmayacağının tespit edildiği bu çalışmada, Ja sayısı azaldıkça bu iki çalışma arasındaki farkın da arttığı belirlenmiştir.

Yoğuşmayan bir gazın, düşey bir düzlemsel kanatçık üzerinde meydana gelen laminar film yoğuşmasına etkisi, Chen ve diğ. [61] tarafından, merkezi sonlu farklar kullanılmak suretiyle sayısal olarak incelenmiştir. Yine taban sıcaklığı ve kesiti sabit olan düşey kanatçığın, çeşitli konsantrasyonlarda yoğuşmayan bir gaz içeren durgun bir buhar ortamına yerleştirildiğinin kabul edildiği bu çalışmada, ucu yalıtılmış kanatçık modeli kullanılmıştır. Küçük konsantrasyonlardaki yoğuşmayan gaz varlığının bile, kanatçık veriminde belirgin bir düşüşe neden olduğunun tespit edildiği bu çalışmada; boyutsuz yerel ısı taşınım katsayısının kanatçık boyunca sabit olmadığı da belirlenmiştir.

Literatürde yer alan farklı çalışmalardan biri de, Dhir ve Lienhard [62] tarafından yapılan ve eksenel simetriye sahip cisimler üzerinde, üniform olmayan yerçekimi etkisi altında gerçekleşen laminar film yoğuşmasını konu alan çalışmadır. Bu çalışmada; yerçekimi ivmesinin üniform alınabileceği düşey düzlemsel yüzey ile, yerçekimi ivmesinin üniform alınamayacağı yatay silindir, bir yatay silindirin üst yarısı, bir yatay silindirin alt yarısı, dönel yatay disk, düşey koni, küre ve dönel

düzlemsel yüzey üzerinde meydana gelen laminar film yoğuşmasında Nu sayısı için birer bağıntı geliştirilmiştir.

2.6 Geçici Rejimde Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Kaynaklarda yer alan geçici rejimdeki laminar film yoğuşması ile ilgili çalışmalara, Sparrow ve Siegel [63] tarafından yapılan teorik bir çalışma öncü olarak gösterilebilir. Bu çalışmada; durgun ve saf bir buhar ortamına yerleştirilen ve başlangıçta buharın doyma sıcaklığına sahip olan düşey bir plakanın sıcaklığının aniden düşürülmesi neticesinde plaka üzerinde geçici rejimde meydana gelen laminar film yoğuşması incelenmiştir. Bu çalışmada; geçici rejimdeki ısı taşınım katsayısı, yine geçici rejimdeki film kalınlığı ve sistemin kararlı hale gelebilmesi için geçmesi gereken süre için birer bağıntı geliştirilmiştir. Buna göre; herhangi bir z mesafesinde yoğuşmanın kararlı hale ulaşabilmesi için geçmesi gereken süre olan t_{ss} , aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$t_{ss} = \left[\frac{h'_{sb} \rho_s \mu_s}{kg \Delta T (\rho_s - \rho_B)} z \right]^{1/2} \left(1 + \frac{1}{8} \frac{c \Delta T}{h'_{sb}} \right) \quad (2.11)$$

Sistemin sürekli hale ulaşabilmesi için geçmesi gereken bu süreden hareketle, sürekli hale ulaşılmadan önce herhangi bir andaki ve herhangi bir yerdeki sıvı filmi kalınlığı ile yerel ısı taşınım katsayısı sırasıyla Denklem 2.12 ve 2.13 ile ifade edilmiştir.

$$\delta = \delta_{ss} \left(\frac{t}{t_{ss}} \right)^{1/2}, \quad t \leq t_{ss} \quad (2.12)$$

$$h_z = h_{z,ss} \left(\frac{t_{ss}}{t} \right)^{1/2}, \quad t \leq t_{ss} \quad (2.13)$$

Yine, düzlemsel düşey bir plaka üzerinde geçici rejimdeki laminar film yoğuşmasının teorik olarak incelendiği bir çalışma Chung [64] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada; durgun ve saf bir buhar ortamına yerleştirilen düşey düzlemsel plakanın üniform olan sıcaklığı veya yerçekimi ivmesi zamana bağlı hale getirilmek suretiyle geçici rejim şartı sağlanmıştır. Değişken yüzey sıcaklığının, Pr sayısının 1 değerinden küçük olması durumunda ısı geçişi üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunun tespit edildiği bu çalışmada, değişken yerçekimi ivmesinin, Pr

sayısının geniş bir aralığında ($0.001 \leq Pr \leq 100$) ısı geçişi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu saptanmıştır.

Trevino ve Mendez [65] tarafından yapılan bir çalışmada; bir tarafından sabit bir ısı akısı ile soğutulan düşey bir plakanın diğer yüzeyindeki saf buharın geçici rejimdeki yoğuşması teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada; eşsıcaklıklı olmayan düşey plaka üzerinde yoğuşmanın başladığı andan itibaren ($t=0$) plaka sıcaklığındaki ve sıvı filmi kalınlığındaki değişim için birer bağıntı geliştirilmiştir.

2.7 Çok-Girişli Kanallarda Yoğuşma Üzerine Yapılan Çalışmalar

Çok-girişli kanallarda iki fazlı akış halinde yapılan çalışmalar; kanal boyunca yalnız basınç düşümünün ve basınç düşümü ile ısı geçişinin birlikte incelendiği çalışmalar olmak üzere iki grupta toplanabilir. Buna göre; Yang ve Webb [66] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; 4-girişli, dikdörtgen kesitli, içerisinde mikro kanatçıklar olan ($D_h=1.564$ mm) ve olmayan ($D_h=2.637$ mm) yatay mini kanallarda R-12 soğutucu akışkanının tek fazlı akışı ve zorlanmış taşınım yoluyla yoğuşması ayrı ayrı incelenmiştir.

Bu deneysel çalışmada, test ünitesindeki soğutma işlemi su ile yapılmıştır. Bu tarz kapalı devre deneysel çalışmalarda deney tesisatı genellikle; pompa, debi ölçer, ısıtıcı (kızdırıcı), test ünitesi, ikincil yoğuşturucu ve sıvı toplama kabı olmak üzere 6 ana parçadan oluşmaktadır.

Bu çalışmada; tek fazlı akışa (sıvı) ait ısı taşınım katsayısının, kanatçıklı ve kanatçıksız test ünitelerinde Re sayısı ile değişimi elde edilmiş ve kanatçıklı test ünitesinde daha iyi bir ısı geçişi sağlandığı saptanmıştır. Isı taşınım katsayısı açısından iyileştirme oranının yoğuşma halinde, ısı geçiş alanı bakımından iyileştirme oranından daha büyük olduğu ancak tek fazlı akış (sıvı) halinde bu oranların yaklaşık olarak eşit olduğu tespit edilmiştir. Yoğuşma halinde içten mikro kanatçıklı kanalda, kanatçıksız kanala göre daha yüksek ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Her iki kanalda da kütleli akı ve kuruluk derecesi arttıkça yoğuşma halindeki ısı taşınım katsayısının arttığı ifade edilmiştir.

Yine, Yang ve Webb [67] tarafından yapılan ve aynı deney tesisatının kullanıldığı bir çalışmada; 4-girişli, dikdörtgen kesitli, içerisinde mikro kanatçıklar olan ($D_h=1.564$ mm) ve olmayan ($D_h=2.637$ mm) yatay mini kanallarda R-12 soğutucu akışkanının, iki fazlı akışı ve tek fazlı akışı (sıvı) halinde adyabatik şartlar altında basınç düşümü

incelenmiştir. Kütlesel akı artarken basınç düşümünün de arttığı ve aynı kütlesel akı değeri için içten mikro kanatçıklı üniteye kanatçıksız üniteye göre iki misli bir basınç düşümünün gerçekleştiği belirlenmiştir.

Söz konusu deneysel çalışmada; tek fazlı akış halinde, kanatçıksız mini kanaldaki sürtünme katsayısının, Blasius denklemine göre hesaplanan değerden % 14, kanatçıklı ise % 36 fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca iki fazlı akış halinde, kütlesel akı ve kuruluk derecesi arttıkça basınç düşümünün de arttığı ve beklendiği gibi aynı kütlesel akı ve kuruluk derecesi için, içten kanatçıklı kanaldaki basınç düşümünün düz kanala göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Yine çok-girişli kanallarda yoğunlaşmayı konu alan bir deneysel çalışma da Koyama ve diğ. [68] tarafından yapılmıştır. Koyama ve diğ. tarafından yapılan bu çalışmada ise; 600 mm efektif yoğunlaşma uzunluğuna sahip, 1.114 mm hidrolik çapında 8-girişli ve 0.807 mm hidrolik çapında 19-girişli yatay mini kanallarda saf R134a buharının zorlanmış taşınım yoluyla yoğunlaşması incelenmiştir.

Isı geçişini ve basınç düşümünü kapsayan söz konusu çalışmada; ısı akısı, basınç, yüzey sıcaklığı, yerel ısı taşınım katsayısı ve kuruluk derecesinin yoğunlaşma ünitesi boyunca değişimi değişik kütlesel akılar için elde edilmiştir. Yine öngörüleceği gibi, 19-girişli yoğunlaşma ünitesinde, 8-girişli yoğunlaşma ünitesine göre daha fazla basınç düşümünün tespit edildiği bu çalışmada, en yüksek ısı taşınım katsayısının, test ünitesinin yoğunlaşmanın başladığı noktayı içeren bölümünde olduğu gözlenmiştir.

Literatürde çok-girişli kanallardan yapılmış yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıları konu alan çalışmalara da rastlanmaktadır. Buna göre; Zhao ve diğ. [69] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; hidrolik çapı 1 mm olan 10-girişli paralel mini kanallardan oluşan bir buharlaştırıcıda CO₂'in buharlaşması incelenmiştir. Dıştan kanatçıklı olan buharlaştırıcının dışarıdan hava akımı ile ısıtıldığı bu çalışmada, çeşitli hava debilerinde ve çalışma akışkanının değişik kütlesel debilerinde, girişteki değişik kuruluk derecelerinde ve değişik doyma sıcaklıklarında buharlaştırıcının performansının tespiti amaçlanmıştır. Toplam ısı geçiş katsayısının hava debisine büyük oranda bağlı olduğunun tespit edildiği bu çalışmada, hava tarafında su buharının yoğunlaşmasının da bu taraftaki ısı geçiş katsayısı üzerinde büyük etkisinin olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, CO₂ ve hava arasındaki ortalama sıcaklık farkı büyüdükçe yoğunlaşan su buharı miktarı artacağından, doğal olarak toplam ısı geçiş katsayısı da artmaktadır.

Pettersen [70] tarafından yapılan ve yine çok-girişli mini kanallarda CO₂'in buharlaşmasını konu alan bir çalışmada; 0.54 m uzunluğunda, 0.81 mm hidrolik çapında 25-girişli bir kanal kullanılmıştır. Buharlaşma esnasındaki akış rejimleri, ısı geçişi ve basınç düşümünü kapsayan bu çalışmada, belirli bir kütle akı ve doyma sıcaklığı için, kuruluk derecesi arttıkça ısı taşınım katsayısının azaldığı tespit edilmiştir.

Literatürde, çok-girişli kanallardaki ısı geçişini ve basınç düşümünü konu alan çok sayıda proje çalışmalarına da rastlanmaktadır. Buna göre; Newell ve Hrnjak [71] tarafından deneysel olarak yapılan bir proje çalışmasında; 1.54 mm hidrolik çapında 6-girişli ve 1.02 mm hidrolik çapında 14-girişli alüminyumdan imal edilmiş mini kanallarda, çok sayıda akışkan için değişik kütle akılarda ve değişik kuruluk derecelerinde basınç düşümü ve boşluk oranı incelenmiştir. R134a, R410A, hava-su karışımı, CO₂, NH₃ ve R245fa akışkanlarının kullanıldığı bu çalışmada; akışkanın silindirik borudan çok-girişli mini kanala geçişini sağlayan geçiş elemanlarındaki (transition sections) basınç düşümü de tespit edilmiştir. Ayrıca, çeşitli kütle akılarda basınç düşümünün, akışkanın test ünitesine girişteki kuruluk derecesi ile değişimi tespit edilmiş ve özellikle 140 kg/m²s kütle akı değerinden sonra, kuruluk derecesinin artması ile basınç düşümünün hissedilir bir şekilde arttığı saptanmıştır.

Yine, Newell ve Hrnjak [72] tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise; 1.54 mm hidrolik çapında, 6-girişli ve dikdörtgen kesitli 15 adet mini kanala dağıtım yapan manifold içerisindeki akış dağılımı ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. R134a akışkanının iki fazlı akışının ve hava-su karışımı akışının incelendiği bu çalışmada; yatay olarak yerleştirilen manifold boyunca akış yönünde sondan birkaç kanal girişinde basınç geri kazanımının olduğu tespit edilmiştir.

Nino ve diğ. [73] tarafından yapılan bir çalışmada, 6-girişli, 1.54 mm hidrolik çapında ve 14-girişli, 1.02 mm hidrolik çapında dikdörtgen kesitli mini kanallarda çeşitli akışkanların iki fazlı akışı halinde basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Açık devre sayılabilecek bu tarz deney tesisatlarında genellikle, hem sıvı hem de gaz akışkanın temin edilebilmesi için bir besleme tankı ve test ünitesinden geçen akışkanın terk edileceği bir dönüş tankı kullanılır. Geçiş elemanlarındaki giriş ve çıkış basınç kayıplarının tespiti için üç farklı kanal boyu kullanılarak deneyler yapılmıştır. İçerisinden, sıvı ve buhar fazlarının birlikte alındığı ısıtılan bir besleme tankının ve test ünitesi çıkışında akışkanın terk edildiği soğutulan

bir dönüş tankının kullanıldığı bu çevrimde, diğer çalışmalara benzer olarak, çeşitli kütleli akılarda basınç düşümünün, akışkanın girişteki kuruluk derecesi ile değişimi tespit edilmiş ve özellikle 140 kg/m²s kütleli akı değerinden sonra kuruluk derecesinin artması ile basınç düşümünün hissedilir bir şekilde arttığı saptanmıştır.

Literatürde, çok-girişli kanallardaki soğutucu akışkanların iki fazlı akışı halinde akış görüntülemeyi konu alan çalışmalara da rastlanmaktadır. Buna göre; Nino ve diğ. [74] tarafından yine deneysel olarak yapılan bir diğer çalışmada, 1.5 mm hidrolik çapında, 6-girişli saydam PVC'den imal edilmiş mini kanallarda, 50-300 kg/m²s kütleli akı ve % 10-90 kuruluk derecesi aralığında ve adyabatik koşullarda R134a soğutucu akışkanının iki fazlı akışı, dijital bir video kamera ile görüntülenmiştir. Bu çalışmada; söz konusu çalışma aralığında bazı akış rejimleri elde edilememiştir. Ayrıca, herhangi bir kütleli akı ve kuruluk derecesinde, mini kanal girişlerinin her birinde (port) farklı akış rejimleri elde edilmiştir. Bu nedenle, klasik akış haritalarının, çok-girişli mini kanallara uygulanamayacağı sonucuna varılmıştır.

Nino ve diğ. [75] tarafından yapılan bir çalışmada, yine 6-girişli 1.54 mm hidrolik çapında ve 14-girişli 1.02 mm hidrolik çapında dikdörtgen kesitli kanallarda R134a ve R410A akışkanlarının iki fazlı akışı halinde, 100-300 kg/m²s kütleli akı ve % 0-100 kuruluk derecesi aralığında boşluk oranının değişiminin tespiti amaçlanmıştır. Yine öncekine benzer bir deney tesisatının kullanıldığı bu çevrimde, belirli kütleli akılarda boşluk oranının, akışkanın girişteki kuruluk derecesi ile değişimi tespit edilmiş ve kuruluk derecesinin artması ile boşluk oranının arttığı saptanmıştır.

Düşey mini kanallarda laminar film yoğuşması üzerine kaynak araştırması ekseninde hazırlanan bu bölümde, Nusselt'in yoğuşma ile ilgili yapmış olduğu öncü çalışmadan günümüze kadar yapılmış olan çalışmalar incelenmiş ve bu tarz yoğuşmanın zaman içerisinde gelişimi sistematik bir şekilde sunulmaya çalışılmıştır. Konu ile ilgili olarak; düşey düzlemsel bir levha üzerinde durgun ve saf bir buharın laminar film yoğuşmasından, çok-girişli kanallarda yoğuşmaya; geçici rejimde gerçekleşen yoğuşmadan, yoğuşma esnasında akış görsellemeye kadar geniş bir yayın aralığında bilgi sunulmaya çalışılmıştır.

Şekil 3.1’den de anlaşılacağı üzere, teorik incelemeye esas olan akış, bileşen sayısı itibariyle bir bileşenli (soğutucu akışkan), akış modeli itibariyle halkasal akış ve akıştaki faz sayısı yönüyle sıvı ve buhar olmak üzere iki fazlı akış sınıfına girmektedir. Teorik incelemede, sıvı ve buhar bölgelerindeki basınç gradyanlarını bulabilmek için buhar ve sıvı bölgelerinde ele alınan kontrol hacimlerine ayrı ayrı momentum korunumu ilkesi uygulanır. Daha sonra ara yüzeydeki kuvvet dengesinden yararlanarak, bu bölgelerden birindeki basınç gradyanını diğerinin cinsinden yazmak mümkündür. Bilindiği gibi böyle bir sistem için momentum korunumu ilkesi;

$$\text{Basınç Kuvveti} + \text{Kayma Gerilmesi Kaynaklı Kuvvet} + \text{Yerçekimi Kuvveti} = \text{Momentum Değişimi}$$

şeklindedir. Yine böyle bir sistemde toplam basınç gradyanı genel olarak;

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\text{hidrostatik}} + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\text{sürtünme}} + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\text{ivmelenme}} \quad (3.1)$$

bileşenlerinden oluşmaktadır.

3.1.1 Yapılan Kabuller

Düşey silindir içerisinde meydana gelen laminar film yoğunlaşmasının teorik olarak incelenmesinde şu kabuller yapılmıştır:

- Bir boyutlu laminar akış ($v, w=0, u \neq 0$),
- z yönünde tam gelişmiş akış ($\partial () / \partial z = 0$),
- Akışkan fiziksel özellikleri sabit ($\rho, \mu, k, c_p, \dots = \text{sabit}$),
- Akış, sürekli rejimde gerçekleşiyor ($\partial () / \partial t = 0$),
- Sıvı-buhar ara yüzeyi düzgün (dalgasız-pürüzsüz),
- Sıvı-buhar ara yüzeyi doyma sıcaklığı olan T_d sıcaklığındadır,
- Sıvı ve buhar fazları için momentum denklemindeki atalet terimi ihmal edilebilir, yani; akışkana etkiyen, basınç, yerçekimi ve viskoz kuvvetlerin yanında momentum değişimi ihmal edilebilir [76],
- Sıvı filmi için enerji denklemindeki taşınım terimi ihmal edilebilir,
- Sıvı filmindeki aşırı soğuma ihmal edilebilir.

Hem sıvı filmi için hem de buhar bölgesi için; süreklilik, enerji ve momentum denklemleri, yukarıdaki kabuller göz önüne alınarak çıkarılmıştır.

3.1.2 Süreklilik Denklemi

Şekil 3.1’den de anlaşılacağı üzere, incelenen ünite boyunca sürekli bir faz değişimi olmakta ve belirli bir mesafe sonunda buharın tamamı sıvı faza dönüşmektedir. Ancak sürekli rejimde, test ünitesi boyunca toplam kütleli debinin değişmediği açıktır. Buna göre sıvı filmi içerisindeki ve buhar bölgesindeki kontrol hacimleri birlikte göz önüne alınır ve bu yeni kontrol hacmine kütle korunumu yasası uygulanırsa aşağıdaki sonuca ulaşılır.

$$\dot{m}_b + \dot{m}_s = (\dot{m}_b + d\dot{m}_b) + (\dot{m}_s + d\dot{m}_s) \quad (3.2a)$$

veya;

$$d\dot{m}_b = -d\dot{m}_s \quad (3.2b)$$

bulunur.

3.1.3 Sıvı Filmi İçin Hız Dağılımının Bulunması

Sıvı filmi içerisindeki hız dağılımının bulunabilmesi için, Şekil 3.2’de gösterildiği gibi, sıvı filmi içerisinde bir kontrol hacmi ele alınır. Mini kanallarda, sıvı filmi kalınlığı olan δ , boru çapı D ’nin yanında ihmal edilebilir olmadığından, incelemede düzlem levha modeli kullanılamaz. Buna göre sıvı filmi için hidrodinamik inceleme aşağıdaki şekilde yapılır.

Yapılan kabuller doğrultusunda;

$$\downarrow \sum_+ F_{dis} = 0 \quad (3.3)$$

olduğu göz önüne alınır ve söz konusu kontrol hacmi için momentum korunumu yazılırsa;

$$\rho_s \pi [r^2 - (R - \delta)^2] g dz + p_s \pi [r^2 - (R - \delta)^2] + \tau_a 2\pi (R - \delta) dz - \left(p_s + \frac{\partial p_s}{\partial z} dz \right) \pi [r^2 - (R - \delta)^2] - \tau 2\pi r dz = 0 \quad (3.4)$$

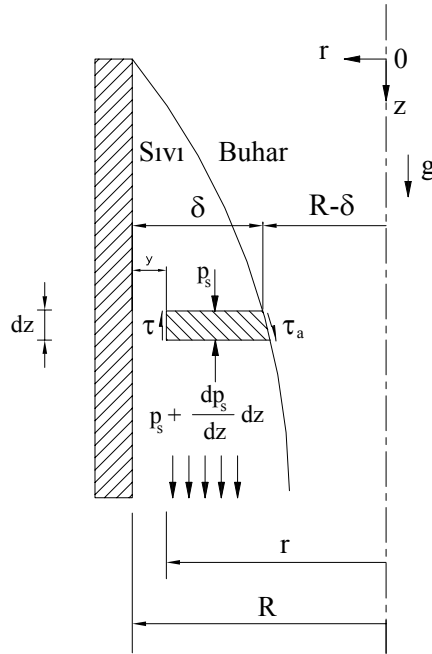
ifadesi elde edilir. Radyal yönde ilerlendikçe sıvı filmi içerisindeki hızın azalacağı göz önünde tutularak (bu nedenle kayma gerilmesinin önünde – işareti olacaktır), sıvı filmi içerisindeki kayma gerilmesinin eşiti yazılır ve denklem düzenlenirse;

$$-\mu_s \frac{\partial u_s}{\partial r} = \rho_s \frac{1}{2r} [r^2 - (R - \delta)^2] g - \frac{\partial p_s}{\partial z} \frac{1}{2r} [r^2 - (R - \delta)^2] + \tau_a \frac{R - \delta}{r} \quad (3.5)$$

bulunur. Ayrıca, $r = R$ iken $u_s = 0$ sınır şartı göz önünde bulundurularak denklem integre edilirse;

$$u_s(r) = \frac{1}{2\mu_s} \left[\frac{r^2 - R^2}{2} - (R - \delta)^2 \ln \frac{r}{R} \right] \left(\frac{dp_s}{dz} - \rho_s g \right) - \tau_a \frac{R - \delta}{\mu_s} \ln \frac{r}{R} \quad (3.6)$$

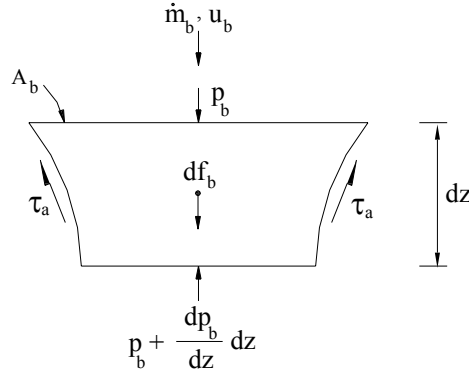
şeklinde sıvı filmi içerisindeki hız dağılımı bulunmuş olur. Ancak bu denklemin çözülebilmesi için, sıvı filmi içerisindeki basınç gradiyeninin ve ara yüzeydeki kayma gerilmesinin bilinmesi gerektiği açıktır. Ayrıca burada, $\delta \rightarrow \delta(z)$ şeklinde olduğu açıktır. Böylece; $u_s \rightarrow u_s(z, r)$ şeklinde olacaktır.



Şekil 3.2: Sıvı Filmi İçerisindeki Hız Dağılımının Tespiti İçin Kontrol Hacmi

3.1.4 Buhar Bölgesi İçin Hidrodinamik İnceleme

Sıvı filmi bölgesinde yapılan incelemeye benzer şekilde, buhar bölgesi için de hidrodinamik inceleme yapılır. Buhar bölgesi için hidrodinamik incelemede ise Şekil 3.3'de gösterildiği gibi buhar bölgesinde, dz yüksekliğinde ve $(D-2\delta)$ çapında bir kontrol hacmi ele alınıp, sıvı filmi için yapıldığı gibi bu kontrol hacmine giren ve bu kontrol hacminden çıkan momentumlar yazılır.



Şekil 3.3: Buhar Bölgesi İçin Kontrol Hacmi

Sıvı filmindekine benzer şekilde;

$$\downarrow \sum_+ F_{dis} = 0 \quad (3.7)$$

olacağından, bu ifadeler momentum korunumu denkleminde yerlerine yazılırsa buhar fazı için aşağıdaki denklem elde edilir:

$$p_b A_b + \rho_b \pi (R - \delta)^2 g dz - \left(p_b + \frac{\partial p_b}{\partial z} dz \right) A_b - \tau_a 2\pi (R - \delta) dz = 0 \quad (3.8)$$

bağıntısı elde edilir. İncelenen kesitte, buhar kesit alanının;

$$A_b = \pi (R - \delta)^2 \quad (3.9)$$

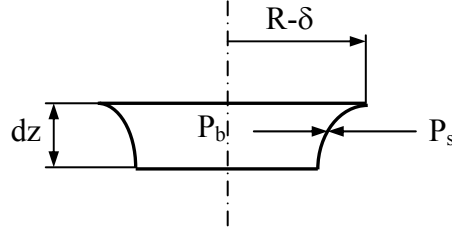
şeklinde olduğu göz önüne alınırsa;

$$\frac{dp_b}{dz} = \rho_b g - \frac{2\tau_a}{R - \delta} \quad (3.10)$$

bağıntısı elde olunur. Böylece buhar bölgesi için basınç gradiyeni elde edilmiş olur. Buhar bölgesi için bulunan bu basınç gradiyeni ile sıvı filmi içerisindeki basınç gradiyeninin birbirleriyle ilişkilendirilebilmesi için, sıvı buhar ara yüzeyinde bir kuvvet dengesi yazmak gerekmektedir.

3.1.5 Sıvı Filmindeki Basınç Gradiyeninin Tespiti

Kapalı sistemlerde laminar film yoğuşması incelenirken; yoğuşma olgusu nedeniyle, buhar bölgesindeki basınç değişimi ile sıvı filmi içerisindeki basınç değişimi aynı olmamaktadır. Ayrıca, küçük çaplı düşey tüplerde (mini kanallarda) laminar film yoğuşması incelenirken, sıvı filminin eksenel yöndeki eğriliği ihmal edilemez [20]. Bu nedenle sıvı-buhar ara yüzeyindeki kuvvet dengesi prensibine dayanan Young-Laplace denklemi aracılığı ile sıvı ve buhar bölgelerindeki basınç gradiyenleri arasında bir ilişki kurulması gerekir. Bunun için Şekil 3.4’de gösterildiği gibi, buhar bölgesinde $(R-\delta)$ yarıçapında ve dz yüksekliğinde bir diferansiyel hacim elemanı alınır ve bu hacim elemanına radyal doğrultuda etkiyen kuvvetlerin yaptığı işler eşitlenirse basınç gradiyenleri arasındaki söz konusu ilişki kurulmuş olur.



Şekil 3.4: Sıvı-Buhar Ara Yüzeyindeki Kuvvet Dengesi İçin Kontrol Hacmi

Söz konusu kontrol hacmi için, basınç kuvvetlerinin yaptığı diferansiyel iş, yüzey gerilimi tarafından yapılan diferansiyel işe eşit olacaktır. Böylece;

$$\Delta p dV = \sigma_{sb} dS \quad (3.11)$$

veya

$$(p_b - p_s) 2\pi(R - \delta)dz = \sigma_{sb} 2\pi dz \quad (3.12)$$

olacaktır. Bu bağıntıdan hareketle;

$$p_b - p_s = \frac{\sigma_{sb}}{R - \delta} \quad (3.13)$$

sonucuna ulaşılır. Faz değişimi esnasında yüzey geriliminin sabit kaldığı kabul edilebileceğinden bu ifadenin türetilmesiyle aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\frac{dp_b}{dz} - \frac{dp_s}{dz} = -\frac{\sigma_{sb}}{(R - \delta)^2} \frac{d(R - \delta)}{dz} \quad (3.14)$$

Buhar bölgesindeki basınç gradiyeninin Denklem 3.10'daki eşiti göz önüne alınırsa;

$$\frac{dp_s}{dz} = \rho_b g - \frac{2\tau_a}{R - \delta} + \frac{\sigma_{sb}}{(R - \delta)^2} \frac{d(R - \delta)}{dz} \quad (3.15)$$

sonucuna ulaşılır. Sıvı filmi içerisindeki basınç gradiyeninin hesaplanabilmesi için, ara yüzeydeki kayma gerilmesinin bilinmesi gerektiği açıktır.

3.1.6 Sıvı-Buhar Ara Yüzeyindeki Kayma Gerilmesinin Tespiti

Yoğuşma esnasında sıvı-buhar ara yüzeyinde meydana gelen kayma gerilmesi, kaynaklarda aşağıdaki şekilde verilir [20]:

$$\tau_a = \frac{1}{2} C_f \rho_b (\bar{u}_{b,z} - u_{s,z}) |\bar{u}_{b,z} - u_{s,z}| + \frac{1}{2\pi(R - \delta)} \frac{d\dot{m}_{s,z}}{dz} (\bar{u}_{b,z} - u_a) \quad (3.16)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan kayma gerilmesinin negatif olmasına imkân tanıyabilmek için, birinci terimdeki ortalama buhar hızı ile ara yüzeydeki hız arasındaki bağıl hızın karesi yerine çarpanlardan birinin mutlak değerinin alınması gerekir. Bu bağıntıda yer alan C_f , sürtünme katsayısı olup, λ_s ile gösterilen Moody veya Darcy sürtünme faktöründen yararlanılarak hesaplanabilmektedir. Kaynaklarda, tek fazlı türbülanslı akış halinde ve pürüzsüz yüzey koşullarında, sürtünme faktörünün hesaplanmasında oldukça iyi sonuç veren iki bağıntı aşağıdaki gibi verilmektedir [76]:

$$\lambda_s = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad 3 * 10^3 \leq Re_D \leq 2 * 10^4 \quad (3.17a)$$

$$\lambda_s = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad 2 * 10^4 \leq Re_D \leq 5 * 10^6 \quad (3.17b)$$

Sürtünme faktörü olan λ_s , bazı kaynaklarda f şeklinde sembolize edilmektedir [77]. Sürtünme faktörü olan λ_s 'nin hesaplanmasına ilişkin diğer bir seçenek, Petukhov tarafından geliştirilen ve geniş bir Reynolds sayısı aralığını kapsayan tek bir bağıntı şeklindedir [77]. Söz konusu bu bağıntı Denklem 3.17c ile gösterilmiştir.

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_D \leq 5 * 10^6 \quad (3.17c)$$

Buna göre; sıvı-buhar ara yüzeyi pürüzsüz kabul edildiğinde, Denklem 3.16 ile gösterilen ara yüzeydeki kayma gerilmesi ifadesinde yer alan ve bazı kaynaklarda fanning sürtünme faktörü olarak adlandırılan [77] C_f hesaplanırken, Re sayısına bağlı olarak aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir [2, 78]:

$$C_f = 0.079 Re_{D_h}^{-0.25} \quad 3 * 10^3 \leq Re_D \leq 2 * 10^4 \quad (3.18a)$$

$$C_f = 0.046 Re_{D_h}^{-0.20} \quad 2 * 10^4 \leq Re_D \leq 5 * 10^6 \quad (3.18b)$$

Yukarıdaki bağıntılar göz önüne alındığında; bazı kaynaklarda [2] f_v , bazı kaynaklarda da [78] f_s ile gösterilen C_f 'nin, Denklem 3.19'daki gibi olduğuna dikkat edilmelidir.

$$C_f = f_s = f_v = \frac{f}{4} = \frac{\lambda_s}{4} \quad (3.19)$$

Bununla birlikte literatürde [26], iki fazlı akış durumunda sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin tespitinde kullanılan C_f için alternatif bağıntılar kullanılmaktadır.

3.1.7 Sıvı Filmi Kütlesel Debinin Tespiti

Sıvı filmine ait hız dağılımı bilindiğine göre, sıvı filmi kalınlığının δ olduğu herhangi bir düşey z mesafesindeki sıvı kütlesel debisi aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunabilir.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{s,z} = \int_A \rho_s u_s(r) dA = 2\pi \rho_s \int_{R-\delta}^R r u_s dr = \frac{\rho_s \pi}{2\mu_s} \left(\rho_s g - \frac{dp_s}{dz} \right) \left\{ \left[\frac{R^2 - (R-\delta)^2}{4} \right] \left[R^2 - \right. \right. \\ \left. \left. 3(R-\delta)^2 \right] + (R-\delta)^4 \ln \frac{R}{R-\delta} \right\} - \frac{\tau_a \rho_s \pi (R-\delta)}{\mu_s} \left[(R-\delta)^2 \left(\ln \frac{R}{R-\delta} + \frac{1}{2} \right) - \frac{R^2}{2} \right] \end{aligned} \quad (3.20)$$

Söz konusu bu kütlesel debi, aynı zamanda bu düşey z mesafesine kadar birim zamanda gerçekleşen yoğuşma miktarının da bir göstergesidir.

3.1.8 Ortalama Buhar Hızının Tespiti

Herhangi bir düşey z mesafesindeki ortalama buhar hızını bulabilmek için, bu kesitteki buhar kütleli debisine ihtiyaç vardır. Bu debi değeri ise, yoğunlaşma başlangıcındaki toplam buhar kütleli debisi ile söz konusu kesitteki sıvı kütleli debisinin farkına eşit olacaktır. Yani söz konusu ortalama buhar hızı;

$$\dot{m}_{b,z} = \dot{m}_{b,0} - \dot{m}_{s,z} \quad (3.21)$$

$$\rho_b \pi (R - \delta)^2 \bar{u}_{b,z} = \rho_b \pi R^2 \bar{u}_{b,0} - \dot{m}_{s,z} \quad (3.22)$$

$$\bar{u}_{b,z} = \frac{R^2}{(R - \delta)^2} \bar{u}_{b,0} - \frac{\dot{m}_{s,z}}{\rho_b \pi (R - \delta)^2} \quad (3.23)$$

şeklinde bulunabilecektir.

3.1.9 Ortalama Sıvı Hızının Tespiti

Herhangi bir kesitteki ortalama sıvı hızı hesaplanırken, söz konusu kesitteki sıvı kütleli debisinin ve sıvı akış kesit alanının bilinmesi gerekir. Buna göre;

$$\bar{u}_{s,z} = \frac{\dot{m}_{s,z}}{\rho_s A_s} = \frac{\dot{m}_{s,z}}{\rho_s \pi [R^2 - (R - \delta)^2]} \quad (3.24)$$

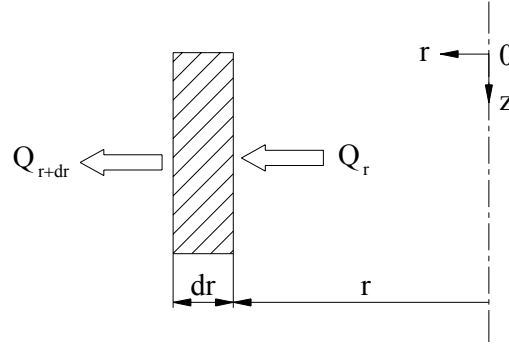
eşitliği yazılabilir.

3.1.10 Isıl Analiz

Buharın yoğunlaşması ile açığa çıkan ısı enerjisi, sıvı filmi için enerji denklemindeki taşınım terimi ihmal edildiğinden söz konusu sıvı filmi üzerinden iletim yoluyla cidara geçecektir. Buna göre, sıvı filmi içerisindeki sıcaklık dağılımını bulabilmek için Şekil 3.5’de gösterilen ve dz yüksekliğine sahip kontrol hacmine enerjinin korunumu yasası uygulanır:

$$Q_r = Q_{r+dr} \quad (3.25)$$

Yukarıdaki enerji dengesinden hareketle ve sınır koşulları göz önüne alınarak sıvı filmi içerisindeki sıcaklık dağılımı Denklem 3.26’daki gibi elde edilir:



Şekil 3.5: Sıvı Filmi İçerisindeki Sıcaklık Dağılımının Tespiti İçin Kontrol Hacmi

$$T(r) = T_y + \frac{T_y - T_d}{\ln \frac{R}{R - \delta}} \ln \frac{r}{R} \quad (3.26)$$

Diğer taraftan, yoğuşma sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin sıvı filmi üzerinden cidara geçişini sembolize eden Şekil 3.6'dan hareketle;

$$Q_{\text{yoğuşma}} = Q_{\text{cidar}} \quad (3.27)$$

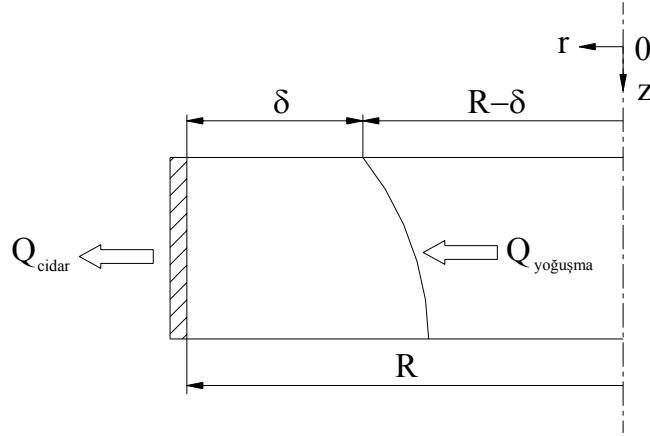
bağıntısı elde edilir. Böylece;

$$\frac{d\dot{m}_{s,z}}{dz} h_{sb} = \frac{2\pi k_s (T_d - T_y)}{\ln \frac{R}{R - \delta}} \quad (3.28)$$

sonucuna ulaşılır.

Denklem 3.28'in sol tarafında yer alan terim; yoğuşma sonrasında birim yükseklikte açığa çıkan ısı enerjisi, sağ tarafında yer alan terim ise; yine birim yükseklik için iletim yoluyla cidara geçen ısı enerjisi göstermektedir. Bilindiği gibi; sıvı filmi içerisindeki taşınım terimi ihmal edildiğinden, yoğuşma sonucu açığa çıkan bu enerjinin sadece iletim yolu ile cidara geçtiği varsayılmıştır. Yukarıdaki bağıntıdan hareketle sıvı filmine ait kütleli debi için yeni bir bağıntı Denklem 3.29'daki gibi yazılabilir:

$$\dot{m}_{s,z} = \frac{1}{h_{sb}} \int_0^z \frac{2\pi k_s (T_d - T_y)}{\ln \frac{R}{R - \delta}} dz \quad (3.29)$$



Şekil 3.6: Yoğuşma Sonucu Açığa Çıkan Isıl Enerjinin İletimle Cidara Geçişi

Sıvı filmi içerisindeki ortalama sıcaklığın T_m olduğu göz önüne alınır ve yoğuşan akışkanın aşırı soğuması dikkate alınırsa yukarıdaki bağıntıda yer alan ve buharlaşma gizli ısısı olan h_{sb} yerine;

$$h'_{sb} = h_{sb} + c_{p,s} (T_d - T_m) \quad (3.30)$$

şeklinde bir düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısının alınması gerekir. Bu bağıntıda yer alan ve yoğuşmanın gerçekleştiği ünitenin geometrisine (düzlem levha, silindir vs.) bağlı olarak değişen ortalama sıcaklığın ayrıca hesaplanması gerekmektedir. Örneğin bu çalışma kapsamında; düşey düzlemsel levhada meydana gelen yoğuşmada sıvı filmi içerisindeki sıcaklık dağılımı doğrusal kabul edildiği zaman ortalama sıcaklık, yüzey sıcaklığı ve doyma sıcaklığı cinsinden, Denklem 3.31'deki gibi elde edilmiştir.

$$T_m = \frac{5}{8} T_d + \frac{3}{8} T_y \quad (3.31)$$

Yukarıdaki denklem göz önüne alınırsa düşey levhada meydana gelen yoğuşmada, düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısı, Denklem 3.32'deki gibi ifade edilebilir. Yine bu çalışma kapsamında; çözümlemesi Nusselt tarafından yapılan [77] düşey levhadaki laminar film yoğuşmasında, bu düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısı (h'_{sb}) kullanılarak elde edilen sonuçlar, buharlaşma gizli ısısı (h_{sb}) kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Buna göre; düşey levha üzerindeki yoğuşmada düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısının kullanılması durumunda, hem R134a hem de R600a için daha yüksek ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir.

$$h'_{sb} = h_{sb} + \frac{3}{8} c_{p,s} (T_d - T_y) \quad (3.32)$$

Ancak Rohsenow [77], kütle taşınımı ile ilgili ısı geçişinin de göz önüne alınmasıyla, düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısının aşağıdaki gibi kullanılmasını önermiştir.

$$h'_{sb} = h_{sb} + 0.68 c_{p,s} (T_d - T_y) = h_{sb} (1 + 0.68 Ja) \quad (3.33)$$

Ancak bu çalışmada, sıvı filmi içerisindeki aşırı soğuma ihmal edilmiştir ve bu nedenle buharlaşma gizli ısısı olarak h_{sb} kullanılmıştır.

3.1.11 Isı Taşınım Katsayısı, Nu_z Sayısı ve $Re_{s,z}$ Sayısının Tespiti

Isı taşınım katsayısını, dolayısıyla Nusselt sayısını tespit edebilmek için, silindir içerisinde dz yüksekliğinde bir bölgedeki ısı geçişinin incelenmesi gerekir. Buna göre basit bir yaklaşım ile söz konusu bölgede taşınım yoluyla geçen ısı enerjisinin, sıvı filmi üzerinden iletim yolu ile geçen ısı enerjisiyle eşitliğinden yararlanılır. Yani;

$$dQ = h_z (T_d - T_y) 2\pi R dz = \frac{2\pi k_s (T_d - T_y)}{\ln \frac{R}{R - \delta}} dz \quad (3.34)$$

veya;

$$h_z = \frac{k_s}{R \ln \frac{R}{R - \delta}} \quad (3.35)$$

sonucuna ulaşılır. Bu bağıntıdan hareketle Nu_z sayısı için;

$$Nu_z = \frac{h_z D_h}{k_s} = \frac{2}{\ln \frac{R}{R - \delta}} \quad (3.36)$$

bağıntısı elde edilir. Burada; hem Nu_z sayısının hem de ısı taşınım katsayısının, sıvı filmi kalınlığı olan δ 'nın, dolayısıyla z 'nin bir fonksiyonu olduğuna dikkat edilmelidir. Sıvı filminin, tüm kesiti kapladığı varsayılarak sıvı filmi için $Re_{s,z}$ sayısı Denklem 3.37'deki gibi tanımlanır:

$$Re_{s,z} = \frac{\bar{u}_{s,z} D_h}{\nu_s} = \frac{\rho_s A_t \bar{u}_{s,z} D}{\rho_s \nu_s A_t} = \frac{4 \dot{m}_{s,z}}{\mu_s \pi D} \quad (3.37)$$

3.1.12 Kuruluk Derecesinin Tespiti

Yoğuşma ünitesi boyunca herhangi bir kesitteki kuruluk derecesi olan x_z , söz konusu kesitteki buhar veya sıvı kütleli debisi kullanılarak aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunabilir:

$$x_z = \frac{\dot{m}_{b,z}}{\dot{m}_t} = \frac{\dot{m}_{b,0} - \dot{m}_{s,z}}{\dot{m}_t} = \frac{\dot{m}_{b,0} - \dot{m}_{s,z}}{\dot{m}_{b,0}} \quad (3.38)$$

3.2 Teorik Çözüm Modeli

Teorik inceleme neticesinde elde edilen diferansiyel denklem sistemi, gerekli ayrıklaştırmalar yapıp cebirsel denklem takımına dönüştürüldükten sonra, bilinen sayısal çözüm yöntemlerinden biriyle çözülerek; δ , $\dot{m}_{s,z}$, $\bar{u}_{b,z}$, τ_a , $\frac{dp_s}{dz}$ ve $u_{s,z}$ parametrelerinin düşey mesafe boyunca değişimi elde edilebilir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

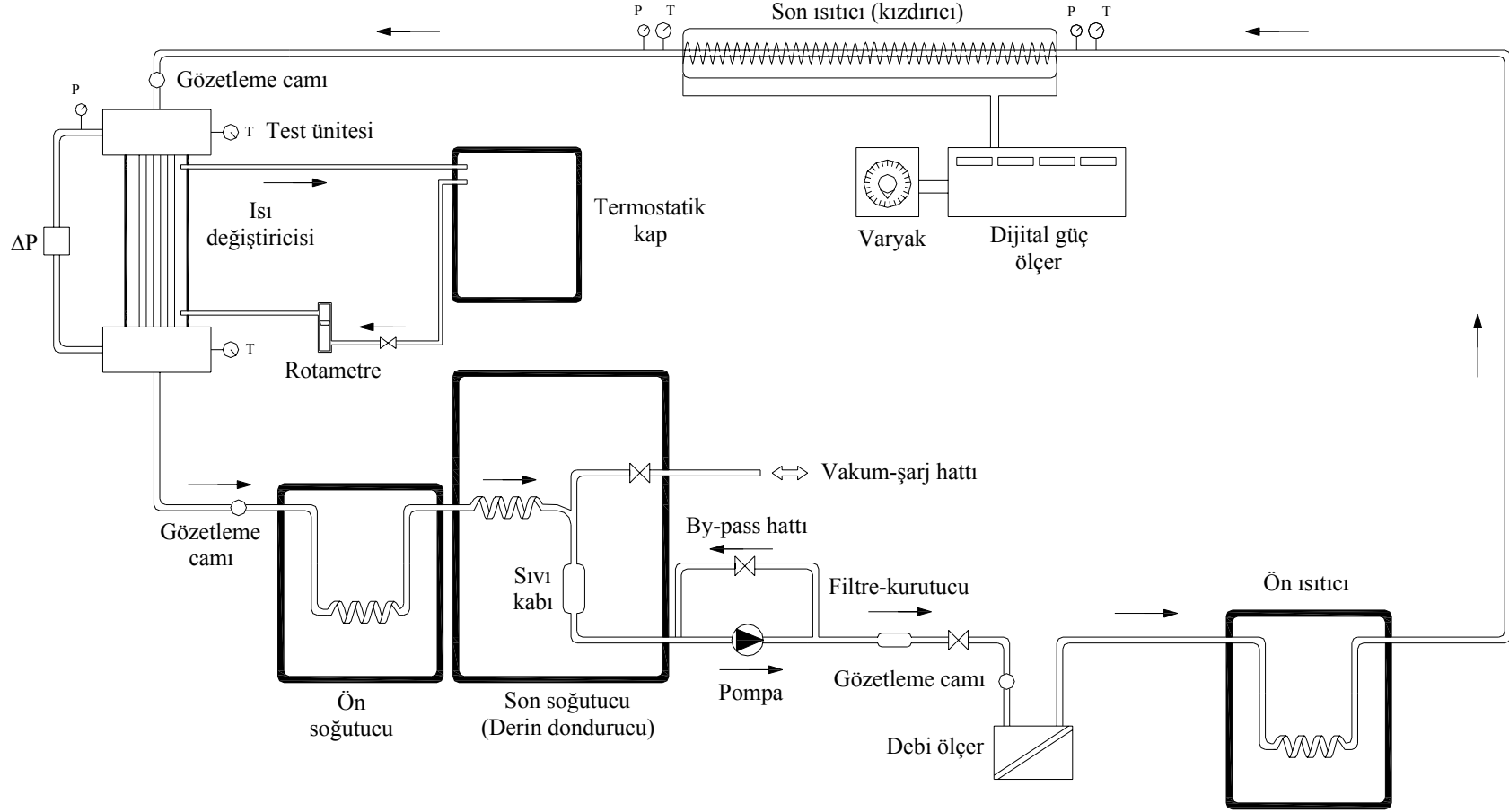
Deneysel çalışma kapsamında hazırlanmış olan ve temelde on iki ana bölümden oluşan deney tesisatı, Arçelik A.Ş.'nin Tuzla Tesislerinde bulunan Araştırma ve Geliştirme (AR-GE) Merkezinde kurulmuş olup söz konusu tesisat, aşağıda ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

4.1 Deney Tesisatı

Yukarıda adı geçen merkezdeki Termodinamik Laboratuvarı'nda kurulmuş olan deney tesisatı; soğutucu akışkan pompası, soğutucu akışkan debisini ölçmede kullanılan debi ölçer, ön ısıtıcı (1 no'lu termostatik kap), son ısıtıcı (kızdırıcı), yoğunlaşma ünitesi, yoğunlaşma ünitesini çevreleyen ve şeffaf bir malzemeden (plaxy-glass) yapılmış olan ısı değiştirici, soğutma suyu debisini ölçmede kullanılan debi ölçer (rotametre), ön soğutucu (2 no'lu termostatik kap), son soğutucu (derin dondurucu), sıvı toplama kabı, soğutma suyunun temini için kullanılan 3 no'lu termostatik kap ve veri toplama sistemi olmak üzere on iki ana bölümden meydana gelmektedir. Test ünitesindeki yoğunlaşmanın zorlanmış taşınım ile gerçekleştiği deney tesisatı Şekil 4.1'de şematik olarak gösterilmiştir. Deney tesisatına ait resim ise Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Ayrıca, deney tesisatında kullanılan debiölçer ve rotametrenin kalibrasyonu için kurulan tesisat, Şekil 4.3'de şematik olarak gösterilmiştir.

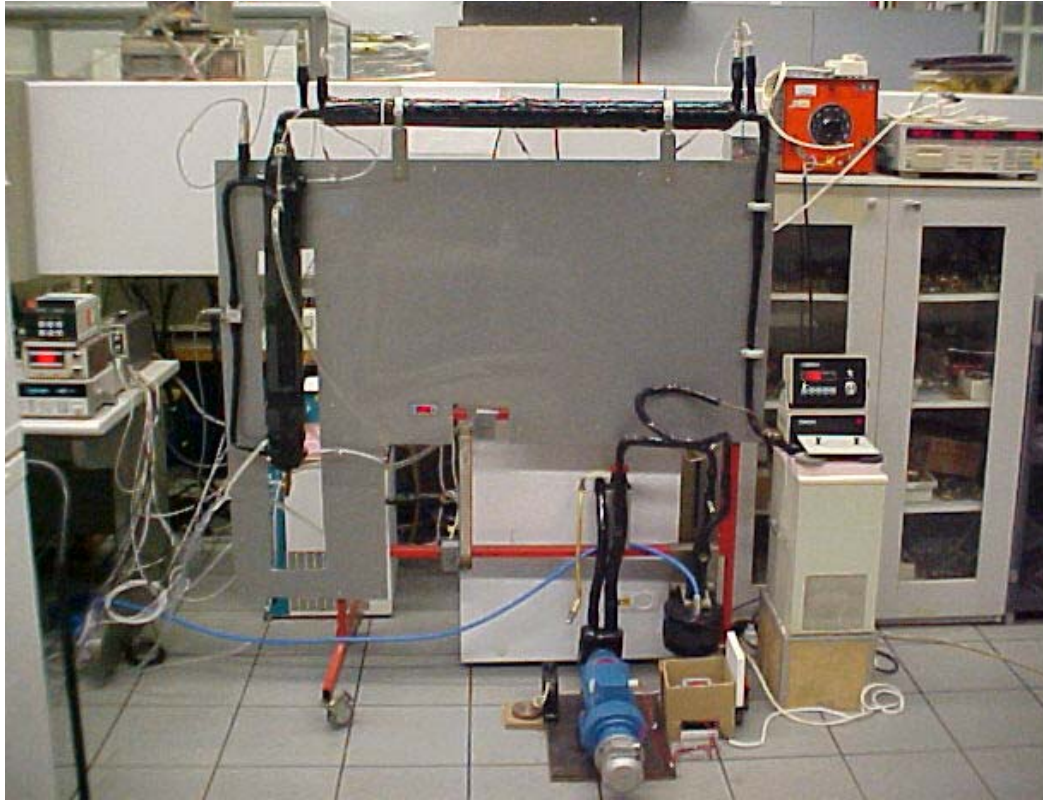
Deney tesisatında, devir sayısı değiştirilmek suretiyle debisi ayarlanabilen ve R134a soğutucu akışkanı ile uyumlu çalışabilen PROCON marka radyal pistonlu bir soğutucu akışkan pompası kullanılmıştır. Söz konusu pompa; üzerinde tako jeneratör bulunan, 1 kW gücünde ve 0 ~ 1500 d/d aralığında çalışabilen FEMSAN marka bir DC-elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Derin dondurucudan sıvı fazda çıkıp pompaya giren çalışma akışkanı, soğutucu akışkan pompasından çıktıktan sonra debi ölçere girmektedir.

Deney tesisatında kullanılan ve Coriolis kuvveti prensibine göre çalışan, DANFOSS marka ve MASS 2100-DI 1.5 mm serisi debi ölçer, düşük yoğunluklu akışkan



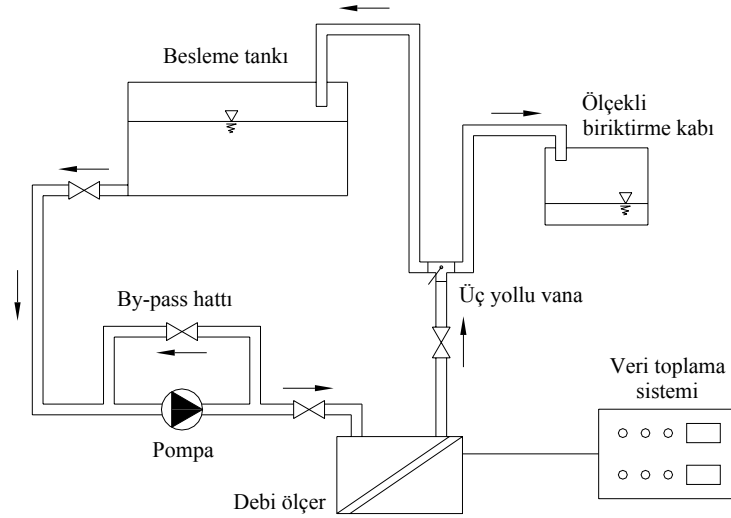
Şekil 4.1: Deney Tesisatının Şematik Gösterimi

debilerinin algılanmasında yetersiz kaldığından, çalışma akışkanının debi ölçere mutlaka sıvı fazda girmesinin temin edilmesi gerekmektedir. Giriş ve çıkış iç çapları 1.5 mm olan söz konusu bu debi ölçer; 0 ~ 65 kg/h debi ve 100 ~ 2900 kg/m³ yoğunluk aralığında çalışabilmektedir. Bu çalışma kapsamında hazırlanmış olan kalibrasyon tesisatı ile söz konusu debi ölçerin kalibrasyonu yapılmış ve 0 ~ 2.703 g/s aralığındaki toplam maksimum ölçüm belirsizliği, ± 0.01895 g/s olarak tespit edilmiştir. Bu amaçla deney tesisatı, akışkan pompadan çıktıktan hemen sonra debi ölçere girecek şekilde (yoğunluğu yaklaşık 1150 kg/m³ olacak şekilde) düzenlenmiştir. Akışkanın debiölçere sıvı fazında girip girmediğinin kontrolü için debiölçer girişine bir gözetleme camı yerleştirilmiştir. Ayrıca, akışkanın çevreden ısı alarak buhar fazına geçmesini engellemek için, derin dondurucu ile pompa arasındaki hat yalıtıldığı gibi, pompa ile debi ölçer arasında bulunan hat da yalıtılmıştır.



Şekil 4.2: Deney Tesisatı

Bu çalışma kapsamında hazırlanan kapalı devre kalibrasyon tesisatı, Şekil 4.3’de gösterildiği gibi; besleme tankı, sirkülasyon pompası, debi ölçer, üç yollu vana, biriktirme kabı ve veri toplama sistemi olmak üzere temelde altı kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 4.3: Debi Ölçer Kalibrasyonu İçin Kurulmuş Olan Kapalı Devre Tesisat

Şekil 4.3’de de görüldüğü gibi, besleme tankının çıkışına konulan bir vana yardımı ile sisteme akışkan alınmakta ve tesisattaki akışkan debisi bu vana ile rahatlıkla ayarlanabilmektedir. Besleme tankından gelen akışkan sirkülasyon pompasına girmektedir. Pompadan gelen akışkan, debi ölçerden geçtikten sonra üç yollu vana aracılığı ile besleme tankına geri dönmektedir. Sistemde sürekli rejim sağlandığında akışkan, üç yollu vana aracılığı ile sıvı biriktirme kabına yönlendirilir. Belirli bir süre sonunda birikme kabında toplanan akışkan miktarı tartılır. Tartılan akışkan miktarı, bu süreye bölünmek suretiyle sistemde dolaşan gerçek debi tespit edilmiş olur. Bu süre içerisinde debi ölçer tarafından üretilen gerilim, bir veri toplama sistemi aracılığı ile bilgisayar ortamına aktarılmış ve söz konusu süredeki ortalamaları hesaplanarak, gerilim-debi eşleştirmesi yapılmıştır.

Deney tesisatını gösteren Şekil 4.1’den de anlaşılabacağı üzere; akışkan debi ölçerden geçtikten sonra, bir termostatik kap olan ön ısıtıcıdan geçmektedir. Akışkan, bu ön ısıtıcı içerisine yerleştirilmiş ve bakırdan imal edilmiş bir spiral ısı değiştiricisinden geçirilerek kademeli bir ısıtma sağlanmaktadır. Debi ölçerin, söz konusu bu ön ısıtma işleminden etkilenmemesi için, debi ölçer ile ön ısıtıcı arasındaki hattın uzun tutulmasında yarar vardır. Isıtıcı gücü 900 W olan söz konusu bu ön ısıtıcı; CARON marka ve 2055 model bir sabit sıcaklık banyosu olup, içerisinde uygun akışkanlar kullanılmak suretiyle, $-20 \sim 130$ °C sıcaklık aralığında çalışabilmektedir.

Akışkan daha sonra, ısı gücü değiştirilebilen ve toplam gücü yaklaşık 600 W olan bir ısıtıcı (kızdırıcı) bölgesinden geçirilerek buharlaşması temin edilmiştir. Toplam

uzunluğu yaklaşık 14 m olan söz konusu ısıtıcı, içerisinde R134a akışkanını akmakta olan tesisat borusu üzerine sarılmıştır ve borunun yaklaşık 1 m'lik kısmını kaplamaktadır. Isıtıcının yüzeyi ise, çevreye ısı geçişine karşı yalıtılmıştır. Ayrıca deneyler esnasında; bu son ısıtma bölgesinde oluşabilecek aşırı sıcaklık artışlarını kontrol etmek için ısıtıcı yüzey sıcaklığı, EVERY CONTROL marka ve 1 °C sıcaklık aralığı ile çalışan bir dijital kontroler ile kontrol edilmiştir.

Son ısıtma veya kızdırma amaçlı kullanılan ısıtıcının gücü, bir varyak ile ayarlanabilir olduğundan çalışma akışkanının kuruluk derecesi veya kızgınlığı da ayarlanabilmektedir. Diğer cihazlar için yapıldığı gibi özellikle varyak için de, şebekede meydana gelen gerilim değişimlerinden kaçınabilmek için bir kesintisiz güç kaynağı (UPS: Uninterruptible Power Supply) kullanılmıştır. Isıtıcının gücü ise; YOKOGAWA marka ve WT2030 model bir dijital güçölçer ile tespit edilmektedir. Söz konusu bu dijital güçölçerin ölçüm belirsizliği; 600 ± 0.3 W şeklindedir. Akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri, hem son ısıtıcı girişinde hem de son ısıtıcı çıkışında ölçülmektedir.

Akışkanın sıcaklığının ölçülmesinde; çalışma aralığı $-50 \sim 260$ °C ve ölçüm belirsizliği 80 ± 0.434 °C olan WATLOW marka RM serisi RTD'ler, akışkanın basıncının ölçülmesinde ise; çalışma aralığı $0 \sim 35$ bar ve ölçüm belirsizliği 12.5 ± 0.0098 bar olan KULITE marka KP serisi basınç transdüserleri kullanılmıştır. Debiölçer girişine benzer şekilde, ısıtıcıdan çıkan akışkanın hangi fazda olduğunun gözlemlenebilmesi için son ısıtıcı çıkışına (yoğuşma ünitesi girişine) da bir gözetleme camı yerleştirilmiştir.

Çalışma akışkanının yoğuşma ünitesine giriş ve yoğuşma ünitesinden çıkış sıcaklıkları, geçiş elemanları üzerine açılan prizlere yerleştirilen ve yukarıdaki özelliklere sahip birer RTD ile ölçülmektedir.

Test ünitesinin giriş ve çıkışı arasına bağlanan ve tesisat üzerinde önceden kalibrasyonu yapılmış olan VALIDYNE marka DP15 serisi, diyaframlı bir fark basınç ölçer (diferansiyel basınç ölçer) aracılığı ile akışkanın test ünitesi boyunca basıncındaki değişim tespit edilmektedir. Bu sayede, değişik yoğuşma ünitelerinin ve değişik çalışma şartlarının akışkan basıncı üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Çalışma aralığı, $-54 \sim 121$ °C olan söz konusu bu diyaframlı fark basınç ölçerde, ölçüm hassasiyetini artırabilmek için, test ünitesinde öngörülen basınç düşümüne göre farklı

diyaframlar (0 ~ 1.4, 0 ~ 14, 0 ~ 55, 0 ~ 220 kPa gibi) kullanılabilir. Buna göre, kullanılan bu fark basınçölçerinin; 0 ~ 55 kPa çalışma aralığına (fark basınç çalışma aralığı) sahip diyaframlı durumda ölçüm belirsizliği, 55 ± 0.123 kPa'dır. Sistemde, yukarıda bahsedilen fark basınç ölçer ile birlikte, ± 10 Volt (DC) çıkış veren VALIDYNE marka CD23 serisi bir adet demodülatör kullanılmıştır. Böylece; fark basınç ölçerden gelen sinyallerin, ± 10 Volt (DC) şeklinde veri toplama sistemine aktarılması sağlanmıştır.

Test ünitesinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı ölçüldüğü gibi; akışkanın test ünitesine girişteki halinin tam olarak belirlenebilmesi için girişteki basıncı da ölçülmektedir. Bunun için; son ısıtıcı giriş ve çıkışında akışkan basıncının ölçülmesinde kullanılan basınç transdüserleri ile aynı özelliklere sahip bir basınç transdüseri kullanılmıştır. Yoğuşma ünitesi girişine benzer şekilde, üniteden çıkan akışkanın hangi fazda olduğunun gözlemlenebilmesi için yoğuşma ünitesi çıkışına (ön soğutucu girişine) da bir gözetleme camı yerleştirilmiştir. Böylece akışkanın faz durumu; tüm çevrim boyunca üç ayrı kritik noktada gözlemlenebilmektedir.

Yoğuşma ünitesinden çıkan akışkanın, pompaya girmeden önce tamamen sıvı fazda olmasını temin etmek için akışkan önce, yine bir termostatik kap olan ön soğutucudan geçmektedir. Ön soğutma işlemi; bu ön soğutucu içerisine yerleştirilmiş ve bakırdan imal edilmiş bir spiral ısı değiştiricisi olan bu ikinci yoğuşturucu/ısı değiştirici vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Isıtıcı gücü 1000 W olan söz konusu termostatik kap, NESLAB marka ve RTE-300D model bir sabit sıcaklık banyosu olup, içerisinde uygun akışkanlar kullanılmak suretiyle, $-30 \sim 200$ °C sıcaklık aralığında çalışabilmektedir. Ön soğutma amaçlı kullanılan bu termostatik kap, $+ 20$ °C çevre sıcaklığında 545 W soğutma kapasitesine sahiptir.

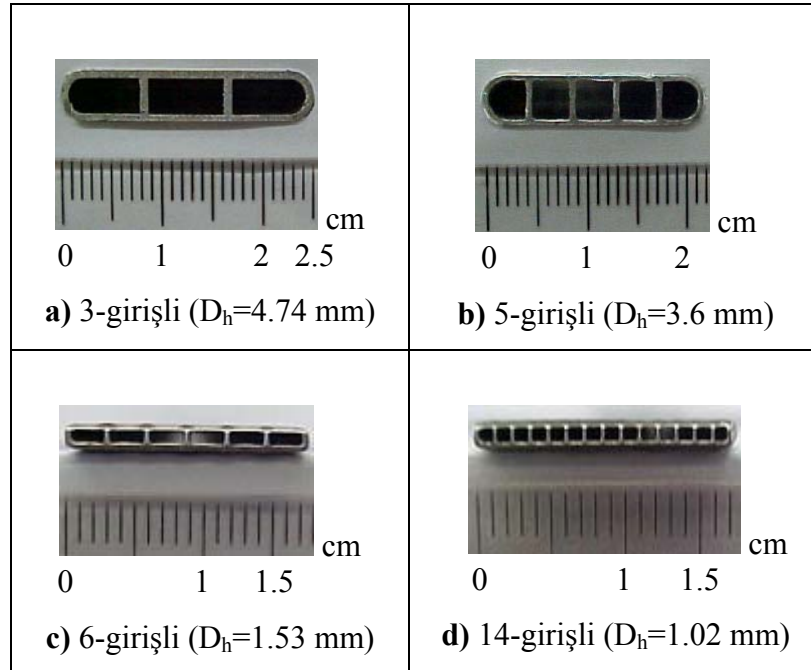
Akışkan daha sonra, ısı taşınımını artırmak için içerisine küçük bir fan yerleştirilmiş ve deney tesisatından bağımsız çalışan bir derin dondurucudan geçmektedir. Ayrıca, bu derin dondurucunun soğutma kapasitesini artırabilmek için; bu derin dondurucunun yoğuşturucu boruları bir başka fan ile soğutulmaktadır. Akışkan, bu derin dondurucu içerisine yerleştirilmiş ve yine bakırdan imal edilmiş bir spiral ısı değiştiricisi olan bu üçüncü yoğuşturucu/ısı değiştiricisinden geçerken tamamen sıvı faza dönüştüğü gibi, çalışma şartlarına bağlı olarak, sıkıştırılmış sıvı şartlarına getirilebilmektedir. Söz konusu derin dondurucu içerisindeki sıcaklık, ihtiyaca göre -30 °C'a kadar düşürülebilmektedir.

Çalışma akışkanı bu spiral ısı değıştiricisinden çıktıktan sonra, pompadan gelen by-pass hattı ile derin dondurucu içerisinde birleşerek bir sıvı toplama kabına (receiver) girmektedir. Pompanın sürekli sıvı fazdaki akışkan ile beslenebilmesi için tesisatta bu sıvı toplama kabının kullanılmasında büyük yarar vardır. Aksi takdirde pompa darbeleri/kesintili bir çalışmaya maruz kalacaktır. Akışkanın pompaya girmesiyle tesisatta bir tam çevrim tamamlanmaktadır.

Deneysel veriler, her birinde 20 ölçüm kanalı bulunan 3 ayrı veri toplama kartı alabilen AGILENT marka bir veri toplayıcı (data logger) ile elde edilmekte ve değerlendirilmek üzere elektronik ortama aktarılmaktadır. Elektronik ortamdaki değerlendirme ise, HP VEE paket programı ile sağlanmaktadır.

4.2 Test Ünitesi

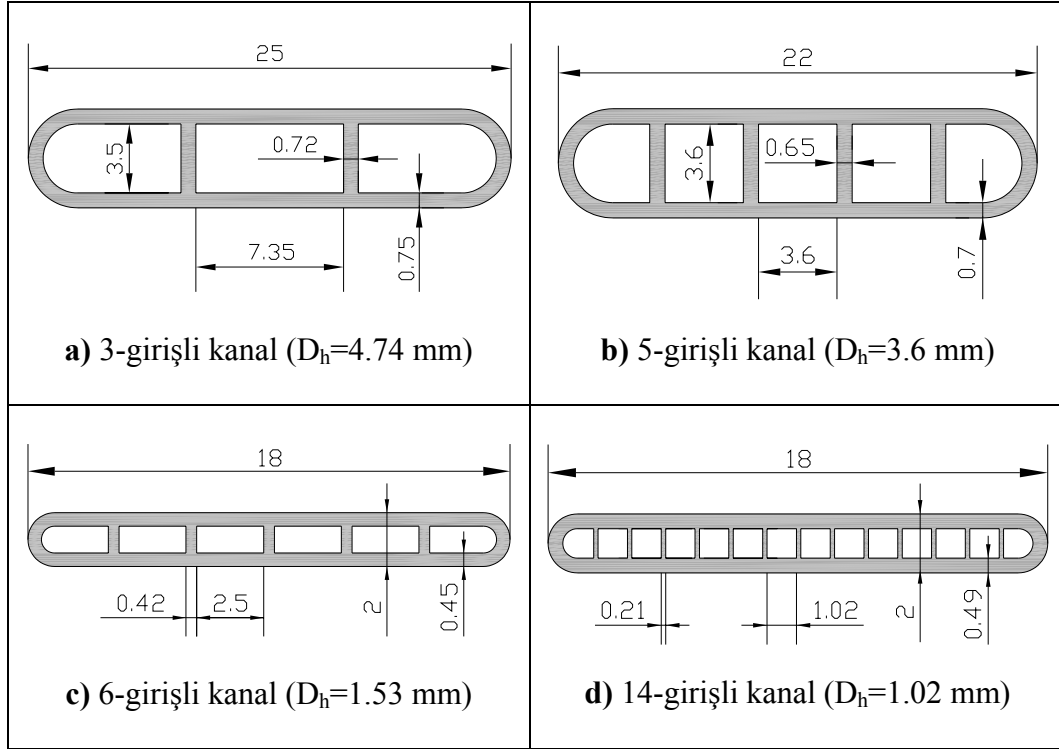
Deney tesisatında yer alan test ünitesinde, farklı geometriye sahip 5 kanal test edilmiştir. Buna göre deneysel çalışmaların birinci aşamasında, değişik kanal boyutlarına sahip alüminyumdan imal edilmiş, 3, 5, 6 ve 14-girişli mini kanallardaki faz değışimi incelenmiştir. Söz konusu çok-girişli mini kanallara ait resimler ve bu kanalların hidrolik çapları Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



Şekil 4.4: Deneylerde Kullanılan Çok-Girişli Yoğuşma Üniteleri

Akışta bir düzensizlik meydana getirmemesi için, söz konusu bu çok-girişli kanalların uçları tel erozyonu yöntemi ile kesilmiştir. Şekil 4.4’de yer alan çok-girişli

kanallara ait diğer geometrik bilgiler ise Şekil 4.5’de görülmektedir. Ayrıca, bu çok-girişli kanallara ve silindirik test ünitesine ait, ısı hesaplamalarda ve basınç düşümü hesaplamalarında kullanılan geometrik parametreler Tablo 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.5: Yoğuşma Ünitelerine Ait Geometrik Bilgiler (Boyutlar mm cinsindendir)

Deneysel çalışmaların ikinci aşamasında ise çok-girişli yoğuşma üniteleri yerine, yaklaşık olarak bu kanallarla aynı uzunluğa sahip ve klasik soğutma sistemlerinde yoğuşturucu olarak kullanılan silindirik bir yoğuşma ünitesi kurulmuştur. Pratikte bundy boru olarak adlandırılan bu boru; 3.3 mm iç çapında ve 4.7 mm dış çapında olup çelikten imal edilmiştir. Üzeri bakır kaplı olan bu bundy borunun ısı iletim katsayısı yaklaşık olarak 50 W/m-K’dir. Söz konusu bu silindirik test ünitesinde de diğer üniteler ile aynı şartlar altında ölçümler yapılmıştır. Böylece bu farklı yoğuşma üniteleri, ısı performans ve basınç düşümü açısından karşılaştırılmıştır.

Test ünitesinde kullanılan 3-girişli yoğuşma ünitesinin resmi Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere; çalışma akışkanının silindirik borudan, çok-girişli kanala girişini sağlamak için test ünitesinin girişinde ve benzer şekilde, çok-girişli kanaldan tekrar silindirik boruya girişini sağlamak için test ünitesi çıkışında birer geçiş elemanı kullanılmıştır. 3-girişli mini kanal için imal edilen geçiş elemanının açılımı ise Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Şekil 4.6’da görülen ve şeffaf

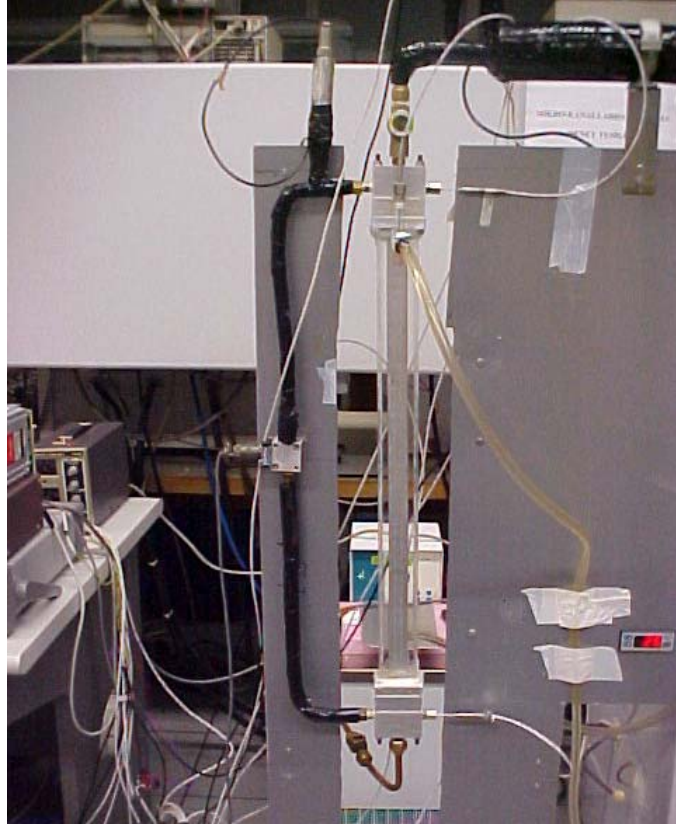
malzemeden imal edilen ısı değiştiricisi deneyler esnasında ısı geçişine karşı dışarıdan yalıtılmıştır.

Tablo 4.1: Test Ünitelerine Ait Geometrik Bilgiler ve Isı İletim Katsayıları

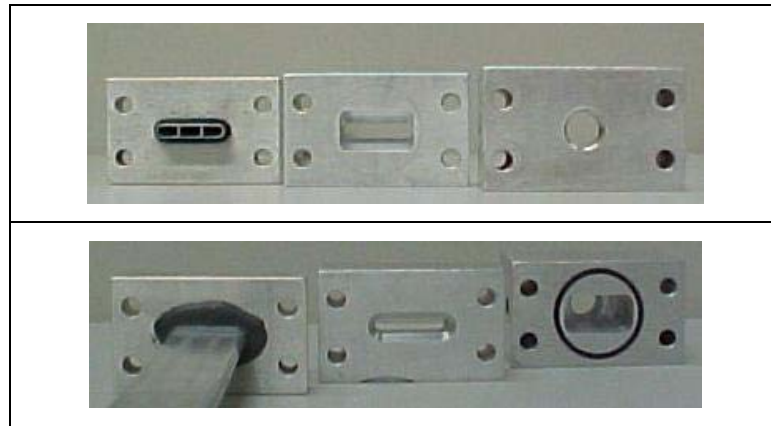
	3-Girişli	5-Girişli	6-Girişli	14-Girişli	Silindirik
w [mm]	25	22	18	18	-
b [mm]	5	5	2	2	-
D_i [mm]	-	-	-	-	3.3
D_d [mm]	-	-	-	-	4.7
A_{fr} [mm²]	125	110	36	36	-
D_h [mm]	4.74	3.6	1.53	1.02	3.3
A_c [mm²]	77.175	64.8	16.5	14.566	8.553
σ [-]	0.62	0.59	0.46	0.40	0.493
L [mm]	574	575	555	555	585
A_i/L [mm²/m]	65 100	72 000	43 200	57 120	10 367
A_d/L [mm²/m]	60 000	54 000	40 000	40 000	14 765
$\bar{A}$/L [mm²/m]	57 000	51 200	38 200	38 040	-
β [m²/m³]	520.8	654.54	1200	1586.7	-
t [mm]	-	-	-	-	0.7
t_i [mm]	0.725	0.65	0.372	0.21	-
t_d [mm]	0.75	0.7	0.45	0.49	-
k [W/m·K]	237	237	237	237	50

Çok-girişli mini kanalların her biri için kanal boyutlarına uygun olarak, Şekil 4.7’de görölen geçiş elemanlarından ayrı ayrı imal edilmiştir. Ayrıca, bu geçiş elemanlarının her birine, birinden basınç, diğerinden sıcaklık değerleri okunmak üzere ikişer piriz açılmıştır. Ünitenin giriş ve çıkışındaki basınç farkı, bir fark basınçölçer kullanılmak suretiyle ölçölürken, sıcaklıklar birer RTD ile ölçölmemektedir.

Test ünitesinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı ölçölüdüğü gibi; akışkanın test ünitesine girişteki halinin tam olarak belirlenebilmesi için girişteki basıncı da ölçölmemektedir. Bunun için; ısıtıcı giriş ve çıkışında akışkan basıncının ölçölmesinde kullanılan basınç transdüserleri ile aynı özelliklere sahip bir basınç transdüseri kullanılmıştır. Test ünitesi çıkışına yerleştirilen bir gözetleme camı sayesinde, soğutucu akışkanın test ünitesini hangi fazda terk ettiği gözlemlenebilmektedir.



Şekil 4.6: 3-Girişli Mini Kanalı Bulunduğu Test Ünitesi



Şekil 4.7: 3-Girişli Kanal İçin Kullanılan Geçiş Elemanlarının Açılımı

Faz değişiminin zorlanmış taşınım yoluyla gerçekleştiği test ünitesinde yer alan çok-girişli kanal, şeffaf bir malzemeden imal edilmiş olan bir ısı değiştiricisi ile soğutulmaktadır. Söz konusu ısı değiştirici; su soğutmalı ve paralel ve zıt yönlü bir ısı değiştiricisidir. Çok-girişli kanallar için dikdörtgen şeklinde, silindirik test ünitesi için ise dairesel olan bu ısı değiştiricilerine ait geometrik bilgiler Tablo 4.2’de gösterilmiştir.

Tablo 4.2: Test Ünitelerindeki Isı Değiştiricilerine Ait Geometrik Bilgiler

	3-Girişli	5-Girişli	6-Girişli	14-Girişli	Silindirik
W_i [mm]	40	40	40	40	-
W_d [mm]	50	50	50	50	-
B_i [mm]	10	10	10	10	-
B_d [mm]	20	20	20	20	-
D_i [mm]	-	-	-	-	10
D_d [mm]	-	-	-		15
D_h [mm]	6.875	7.532	10.4	10.4	5.3
A_c [mm²]	275	290	364	364	61.19
L [mm]	574	575	555	555	585

Isı değiştiricisinden geçmekte olan su; asıl tesisattan bağımsız olarak çalışan ve deney tesisatında 3 no'lu termostatik kap olarak adlandırılan sabit sıcaklık banyosundan temin edilmektedir. Söz konusu termostatik kaptan belirli bir sıcaklıkta alınan su, debisi ölçülmek üzere önce bir rotametreden geçmekte ve daha sonra test ünitesinde yer alan ısı değiştiricisine girmektedir. Test ünitesinde soğutucu akışkan olarak kullanılan su, ısı değiştiricisinin alt ucundan girip değiştiricinin üst ucundan çıkmaktadır. Isı değiştiricisinde R134a akışkanının yoğunlaştırulmasında kullanılan ve böylece ısınan su, Şekil 4.6'da da gösterildiği gibi, soğutulmak üzere tekrar 3 no'lu termostatik kaba gönderilmektedir. Test ünitesinde kullanılan soğutma suyu ile ortam arasındaki ısı geçişini azaltabilmek için ısı değiştiricisi deneyler esnasında dışarıdan yalıtılmıştır. Söz konusu ısı değiştiricisinden geçen saf suyun debisini ölçmekte kullanılan ve 0 ~ 21.2 g/s aralığında çalışabilen rotametrenin ilgili aralıktaki kalibrasyonu, çalışma kapsamında hazırlanan kalibrasyon tesisatında yapılmış ve bu aralıktaki belirsizlik değeri ± 0.316 g/s olarak tespit edilmiştir.

5. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ: ISIL ANALİZ

Deneylerden elde edilen sonuçların hesaplamalarda kullanımı, aşağıda sistematik bir şekilde açıklanmıştır. Isıl hesaplamalar kapsamında sırasıyla; akışkanın test ünitesine girişteki kuruluk derecesinin tespiti, test ünitesindeki ısı geçişinin tespiti, test ünitesinde yoğunlaşmayı sağlayan akışkan tarafındaki (su tarafındaki) ortalama ısı taşınım katsayısının tespiti, test ünitesinde iç taraftaki (R134a tarafındaki) ortalama ısı taşınım katsayısının tespiti ve akışkanın test ünitesinden çıkıştaki kuruluk derecesinin tespiti yapılmıştır.

5.1 Test Ünitesine Girişteki Kuruluk Derecesinin Tespiti

Son ısıtıcının gücü $\dot{Q}$ olmak üzere; akışkan son ısıtıcıya doymuş sıvı olarak girmişse bu durumda akışkanın ısıtıcı çıkışındaki, diğer bir ifadeyle test ünitesi girişindeki kuruluk derecesi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{sb} x_g \quad (5.1a)$$

veya

$$x_g = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} h_{sb}} \quad (5.1b)$$

Eğer akışkan son ısıtıcıya doymuş sıvı olarak değil de aşırı soğumuş sıvı olarak girerse bu durumda son ısıtıcı çıkışındaki veya test ünitesine girişteki kuruluk derecesi aşağıdaki şekilde hesaplanmalıdır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_d - T_g) + \dot{m} h_{sb} x_g \quad (5.2a)$$

veya

$$x_g = \frac{1}{h_{sb}} \left[\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - c_p (T_d - T_g) \right] \quad (5.2b)$$

5.2 Test Ünitesindeki Isı Geçişinin Tespiti

Test ünitesinde R134a akışkanının yoğuşmasını sağlayan soğutma suyunun debisi ile bu suyun ısı değiştiricisine giriş-çıkış sıcaklıkları bilindiğinden, test ünitesinde zorlanmış taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçişi olan $\dot{Q}_s$, 5.3 numaralı bağıntı yardımıyla tespit edilebilir.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,\varphi} - T_{s,g}) \quad (5.3)$$

Test ünitesindeki ısı geçişi, paralel ve zıt akımlı bir ısı değiştiricisi ile sağlandığından, test ünitesinde zorlanmış taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçişi olan $\dot{Q}_s$, 5.4 numaralı bağıntıdaki gibi de ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_s = U_d A_d \Delta T_{lm} \quad (5.4)$$

Buradaki ΔT_{lm} , ısı değiştiricisindeki logaritmik ortalama sıcaklık farkını (*LMTD*) göstermekte olup aşağıdaki bağıntı yardımıyla belirlenir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_g - \Delta T_\varphi}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_\varphi}} \quad (5.5)$$

Yukarıdaki 5.4 numaralı bağıntıda yer alan $\dot{Q}_s$ ile A_d bilindiğinden ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı olan ΔT_{lm} , 5.5 numaralı bağıntı yardımıyla bulunabildiğinden, söz konusu bu ısı değiştiricisi için U_d biliniyor demektir. Buradaki A_d , test ünitesi olarak kullanılan çok-girişli kanalların ve silindirik test ünitesinin su ile temas eden dış yüzey alanını temsil etmektedir.

5.3 Su Tarafındaki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti

Su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı olan $\bar{h}_d$ 'yi tespit edebilmek için, test ünitesinde gerçekleşen ısı geçişini iki farklı şekilde yazmak gerekir. Buna göre;

$$\dot{Q}_s = U_d A_d \Delta T_{lm} = \bar{h}_d A_d (\bar{T}_y - \bar{T}_s) \quad (5.6)$$

Yukarıdaki bağıntıda yer alan $\bar{T}_y$ ve $\bar{T}_s$ ifadeleri sırasıyla; test borusuna ait ortalama dış yüzey sıcaklığını ve soğutma suyuna ait ortalama sıcaklığı göstermektedir. Yoğuşma halinde test borusuna ait ortalama dış yüzey sıcaklığı, büyük bir yaklaşıklıkla Denklem 5.7'deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\bar{T}_y = \frac{T_d + \bar{T}_s}{2} \quad (5.7)$$

Denklem 5.6 ve 5.7’de yer alan $\bar{T}_s$ ifadesi ise aşağıda gösterildiği gibi, soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıdır.

$$\bar{T}_s = \frac{T_{s,g} + T_{s,\zeta}}{2} \quad (5.8)$$

Böylece su tarafına ait ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir;

$$\bar{h}_d = \frac{U_d \Delta T_{lm}}{\bar{T}_y - \bar{T}_s} \quad (5.9)$$

5.4 Test Ünitesi İçerisindeki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti

Test ünitesi içerisindeki ortalama ısı taşınım katsayısı olan $\bar{h}_i$; geometrik farklılık nedeniyle, çok-girişli kanallar ile silindirik test ünitesinde ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

5.4.1 Çok-Girişli Kanallardaki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti

Çok-girişli kanalın iç kısmından başlayarak dışarıya doğru olan ve birbirlerine eşit ısı geçişleri sırasıyla formüle edilirse, ilgili kanala ait iç kısımdaki ortalama ısı taşınım katsayısı olan $\bar{h}_i$ tespit edilmiş olur. Buna göre;

$$\dot{Q}_{t,i} = \bar{h}_i A_i (T_d - \bar{T}_i) \quad (5.10a)$$

veya

$$T_d - \bar{T}_i = \frac{\dot{Q}_{t,i}}{\bar{h}_i A_i} \quad (5.10b)$$

Çok-girişli kanallar, dış ölçüleri itibarıyla yaklaşık olarak elips şeklinde olduğundan, iletim ile olan ısı geçişi yazılırken ortalama bir alan alınmasında yarar vardır. Bu durumda;

$$\dot{Q}_i = k_{al} A \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_y}{t_d} \quad (5.11a)$$

veya

$$\bar{T}_i - \bar{T}_y = \dot{Q}_i \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} \quad (5.11b)$$

$$\dot{Q}_{t,d} = \bar{h}_d A_d (\bar{T}_y - \bar{T}_s) \quad (5.12a)$$

veya

$$\bar{T}_y - \bar{T}_s = \frac{\dot{Q}_{t,d}}{\bar{h}_d A_d} \quad (5.12b)$$

bağıntıları elde edilir. Elde edilen 5.10b, 5.11b ve 5.12b numaralı denklemlerde yer alan ısı geçişlerinin birbirlerine ve $\dot{Q}_s$ 'ye eşit olduğu hususu göz önüne alınarak bu denklemlerin taraf tarafa toplanmasıyla aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$T_d - \bar{T}_s = \dot{Q}_s \left[\frac{1}{\bar{h}_i A_i} + \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} + \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right] \quad (5.13)$$

Bu bağıntıda yer alan ısı geçişi yerine, denklem 5.4'deki eşiti yazılırsa;

$$T_d - \bar{T}_s = U_d A_d \Delta T_{lm} \left[\frac{1}{\bar{h}_i A_i} + \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} + \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right] \quad (5.14a)$$

veya

$$\bar{h}_i = \frac{1}{A_i} \left[\frac{T_d - \bar{T}_s}{U_d A_d \Delta T_{lm}} - \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} - \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right]^{-1} \quad (5.14b)$$

sonucuna ulaşılır. Bu bağıntıda yer alan ve birbirlerine oldukça yakın olan sıcaklık farkları birbirine eşit kabul edilirse bu durumda iç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısı 5.15 numaralı denklemdeki gibi bulunmuş olur. Bu çalışmada; 5.14b ve 5.15 numaralı denklemlere göre ayrı ayrı hesaplama yapılmış ve elde edilen sonuçların birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür (% 0.04-2.7).

$$\bar{h}_i = \left[A_i \left(\frac{1}{U_d A_d} - \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} - \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right) \right]^{-1} \quad (5.15)$$

5.4.2 Silindirik Test Ünitesindeki Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Tespiti

Çok-girişli kanallar için yapıldığı gibi; silindirik test ünitesinde de iç kısımdan başlayarak dışarıya doğru olan ve birbirlerine eşit ısı geçişleri sırasıyla formüle edilirse, silindirik test ünitesine ait iç kısımdaki ortalama ısı taşınım katsayısı olan $\bar{h}_i$ tespit edilmiş olur. Buna göre;

$$\dot{Q}_{t,i} = \bar{h}_i A_i (T_d - \bar{T}_i) = \bar{h}_i \pi D_i L (T_d - \bar{T}_i) \quad (5.16a)$$

veya

$$T_d - \bar{T}_i = \dot{Q}_{t,i} \frac{1}{\bar{h}_i \pi D_i L} \quad (5.16b)$$

$$\dot{Q}_i = \frac{2\pi k_b L (\bar{T}_i - \bar{T}_y)}{\ln(D_d / D_i)} \quad (5.17a)$$

veya

$$\bar{T}_i - \bar{T}_y = \dot{Q}_i \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi k_b L} \quad (5.17b)$$

$$\dot{Q}_{t,d} = \bar{h}_d A_d (\bar{T}_y - \bar{T}_s) = \bar{h}_d \pi D_d L (\bar{T}_y - \bar{T}_s) \quad (5.18a)$$

veya

$$\bar{T}_y - \bar{T}_s = \dot{Q}_{t,d} \frac{1}{\bar{h}_d \pi D_d L} \quad (5.18b)$$

bağıntıları elde edilir. Yukarıdaki 5.16b, 5.17b ve 5.18b numaralı denklemlerde yer alan ısı geçişlerinin birbirlerine ve $\dot{Q}_s$ 'ye eşit olduğu hususu göz önüne alınarak bu denklemlerin taraf tarafa toplanmasıyla aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$T_d - \bar{T}_s = \dot{Q}_s \left[\frac{1}{\bar{h}_i \pi D_i L} + \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi k_b L} + \frac{1}{\bar{h}_d \pi D_d L} \right] \quad (5.19)$$

Silindirik test ünitesi de çok-girişli kanallar gibi; paralel ve zıt akımlı bir ısı değiştiricisi ile soğutulduğu için, bu bağıntıda yer alan ısı geçişi yerine, denklem 5.4'deki eşiti yazılırsa;

$$T_d - \bar{T}_s = U_d A_d \Delta T_{lm} \left[\frac{1}{\bar{h}_i \pi D_i L} + \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi k_b L} + \frac{1}{\bar{h}_d \pi D_d L} \right] \quad (5.20a)$$

veya

$$\bar{h}_i = \frac{1}{A_i} \left[\frac{T_d - \bar{T}_s}{U_d \pi D_d L \Delta T_{lm}} - \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi k_b L} - \frac{1}{\bar{h}_d \pi D_d L} \right]^{-1} \quad (5.20b)$$

sonucuna ulaşılır. Bu bağıntıda da yer alan ve birbirlerine çok yakın olan sıcaklık farkları birbirine eşit kabul edilirse bu durumda iç taraftaki ortalama ısı taşınım

katsayısı 5.21 numaralı denklemdeki gibi bulunmuş olur. Yine bu çalışmada; 5.20b ve 5.21 numaralı denklemlere göre ayrı ayrı hesaplama yapılmış ve elde edilen sonuçların birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür (% 0.1-0.4).

$$\bar{h}_i = \frac{D_d}{D_i} \left[\frac{1}{U_d} - \frac{D_d \ln(D_d / D_i)}{2k_b} - \frac{1}{\bar{h}_d} \right]^{-1} \quad (5.21)$$

5.5 Test Ünitesinden Çıkıştaki Kuruluk Derecesinin Tespiti

Test ünitesinde taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçiş miktarı olan $\dot{Q}_s$ bilindiğinden, test ünitesinde kuruluk derecesinde meydana gelen değişim olan Δx , aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{Q}_s = \dot{m} h_{sb} \Delta x \quad (5.22a)$$

veya

$$\Delta x = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m} h_{sb}} \quad (5.22b)$$

şeklinde yazılabilir. Eğer akışkan test ünitesine kızgın buhar olarak girmişse bu durumda test ünitesinde taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçiş miktarı olan $\dot{Q}_s$ aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{Q}_s = \dot{m} c_p (T_g - T_d) + \dot{m} h_{sb} \Delta x \quad (5.23a)$$

Böylece kuruluk derecesindeki değişim;

$$\Delta x = \frac{1}{h_{sb}} \left[\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}} - c_p (T_g - T_d) \right] \quad (5.23b)$$

şeklinde bulunmuş olur.

5.6 Test Ünitesi İçerisindeki Ortalama Nu Sayısının Tespiti

Test ünitesinde soğutucu akışkan tarafındaki ortalama Nusselt sayısı olan $\overline{Nu}_i$ ise, aşağıdaki bağıntı yardımıyla tespit edilebilir.

$$\overline{Nu}_i = \frac{\bar{h}_i D_h}{k_s} \quad (5.24)$$

6. DENEYSEL VERİLERİN KULLANIMI: HİDRODİNAMİK ANALİZ

Deneylerden elde edilen sonuçların basınç düşümü hesaplamalarında kullanımı, aşağıda yine sistematik bir şekilde açıklanmıştır. Basınç düşümü hesaplamaları kapsamında sırasıyla; adyabatik akış halinde basınç düşümü hesaplamaları (sıvı fazdaki su için), adyabatik akış halinde sürtünme katsayısının tespiti (yine sıvı fazdaki su için), yoğunlaşma halinde basınç düşümü hesaplamaları (R134a için) ve yoğunlaşma halinde sürtünme katsayısının tespiti (yine R134a için) yapılmıştır.

6.1 Adyabatik Akış Halinde Basınç Düşümü Hesaplamaları

Bilindiği gibi; herhangi bir kanaldaki sürtünme katsayısının (f_s) tespiti için, adyabatik akış koşullarındaki basınç düşümünden yararlanılır. Bu adyabatik akış koşullarında; tek fazlı sıvı akışı incelenebileceği gibi akışkanın iki fazlı akışı da incelenebilir. Böylece; tek fazlı adyabatik sıvı akışı için sürtünme katsayısı f_s ile Re_s sayısı arasında ve iki fazlı adyabatik akış için sürtünme katsayısı olan f_{tp} ile $Re_{eş}$ sayısı arasında bir bağıntı geliştirilir. Bununla birlikte; gerek laminar akış için teoriden hareketle elde edilen gerekse türbülânslı akış için Blasius tarafından tespit edilen ve literatürde yaygın bir şekilde yer alan sürtünme katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren bağıntılar ile sağlıklı bir mukayese yapabilmek için adyabatik durumdaki sıvı akışına ait sonuçlardan yararlanmak gerekir. Buna göre bu çalışmada da; adyabatik tek fazlı sıvı akışına ait sürtünme kaynaklı basınç düşümünden hareketle f_s ile Re_s arasında bir bağıntı geliştirilmeye çalışılmıştır. Ancak hazırlanan deney tesisatında, test ünitesinin bulunduğu kısımda R134a akışkanının tek fazlı sıvı akışını temin etmek oldukça güç olduğundan bu deneyler, R134a yerine saf su ile gerçekleştirilmiştir. Bunun için; çalışma akışkanının saf su olduğu basit bir deney tesisatı yapılmış ve test üniteleri yatay tutulmak suretiyle basınç düşümü deneyleri gerçekleştirilmiştir. Sıvı fazda ve 25 °C'daki saf su ile yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar, ilgili kanala bağlı olarak grafikler halinde sunulmuştur.

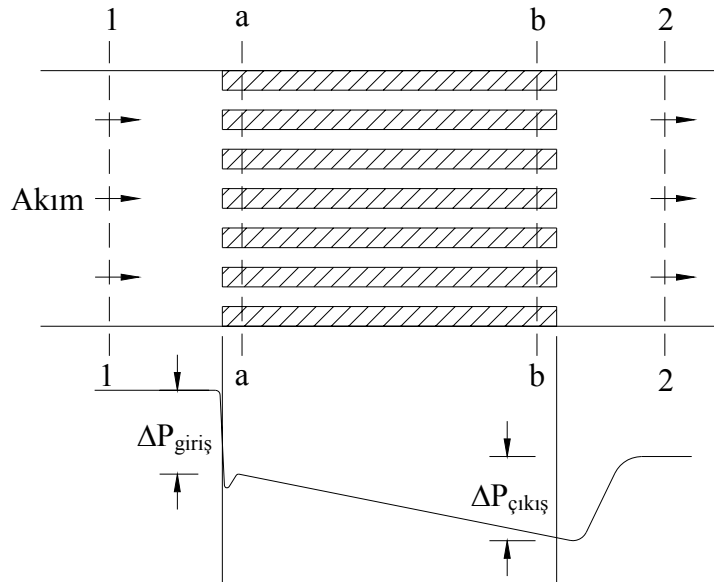
Adyabatik durumdaki basınç düşümü hesaplamaları, ısı hesaplarında olduğu gibi; çok-girişli kanallar için ve silindirik test ünitesi için ayrı ayrı yapılmıştır.

6.1.1 Çok-girişli Kanallardaki Basınç Düşümünün Tespiti

Yatay konumlandırılan çok-girişli kanallarda adyabatik durumdaki basınç düşümü; tek fazlı akış (sıvı akışı) durumunda ve iki fazlı akış halinde ayrı ayrı tespit edilmelidir. Bu hesaplamanın nasıl yapılacağı aşağıda sistematik bir şekilde izah edilmiştir.

6.1.1.1 Çok-girişli Kanallarda Tek Fazlı Akış Halinde Basınç Düşümü

Çok-girişli kanallarda meydana gelen toplam basınç düşümü; girişte daralmadan ileri gelen basınç düşümü, sürtünme nedeniyle meydana gelen basınç düşümü ve çıkışta genişlemeden ileri gelen basınç yükselmesi bileşenlerinden oluşmaktadır. Bu durum, bir kompakt ısı değişiricisi için Şekil 6.1’de şematik olarak gösterilmiştir [79].



Şekil 6.1: Bir Kompakt Isı Değiştiricisinde Basınç Değişiminin Şematik Gösterimi

Bu durumda toplam basınç değişimi aşağıdaki bağıntı ile verilir:

$$\Delta P_T = \Delta P_g + \Delta P_s - \Delta P_\zeta \quad (6.1)$$

Bu nedenle, sürtünmeden ileri gelen basınç düşümünün tespiti için; giriş ve çıkıştaki basınç değişimlerinin belirlenmesi gerekir. Bu basınç değişimleri, sırasıyla kaynaklarda şu şekilde verilir [67]:

$$\Delta P_g = \frac{G^2}{2\rho_s} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (6.2)$$

$$\Delta P_\varphi = \frac{G^2}{2\rho_s} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (6.3)$$

Bu bağıntılarda yer alan ve kesit daralma oranını temsil eden σ , aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır [79]:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (6.4)$$

Yukarıdaki bağıntılarda yer alan, daralma basınç kayıp katsayısı K_c ve genişleme basınç kayıp katsayısı K_e , kesit daralma oranı ve akış Reynolds sayısına bağlı olarak kaynaklarda [79] grafikler halinde verilmektedir. Bu çalışmada; yukarıdaki katsayılar bulunurken, söz konusu kaynakta [79] yer alan ve çok-girişli kare kesitli kanallar için verilen grafikten yararlanılmıştır. Çok-girişli kanallarda; girişteki kesit daralması, çıkıştaki kesit genişlemesine eşit ise ve tek fazlı adyabatik sıvı akışında akışkan yoğunluğundaki değişim ihmal edilirse, sürtünmeden ileri gelen basınç düşümü 6.1-6.3 denklemleri yardımıyla aşağıdaki gibi formüle edilebilir:

$$\Delta P_s = \Delta P_T - \frac{G^2}{2\rho_s} (K_c + K_e) \quad (6.5)$$

6.1.1.2 Çok-girişli Kanallarda İki Fazlı Akış Halinde Basınç Düşümü

Çok-girişli kanallarda tek fazlı sıvı akışında olduğu gibi, iki fazlı akış halinde meydana gelen toplam basınç düşümü de; girişte ani daralmadan ileri gelen basınç düşümü, sürtünme nedeniyle meydana gelen basınç düşümü ve çıkışta ani genişlemeden ileri gelen basınç yükselmesi bileşenlerinden oluşmaktadır. Yani;

$$\Delta P_T = \Delta P_g + \Delta P_s - \Delta P_\varphi \quad (6.6)$$

şeklinde. Yatay konumlandırılan çok-girişli kanallarda ayrılmış akış modelinin kullanıldığı iki fazlı akış halinde; tek fazlı sıvı akışından farklı olarak, girişteki ve çıkıştaki basınç değişimleri sırasıyla kaynaklarda şu şekilde verilir [80]:

$$\Delta P_g = \left(\frac{G}{C_c} \right)^2 (1 - C_c) \left[\frac{(1 + C_c) \left\{ \frac{x^3 v_b^2}{\alpha^2} + \frac{(1-x)^3 v_s^2}{(1-\alpha)^2} \right\}}{2[xv_b + (1-x)v_s]} - C_c \left\{ \frac{x^2 v_b}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_s}{(1-\alpha)} \right\} \right] \quad (6.7)$$

$$\Delta P_\zeta = G^2 \sigma (1 - \sigma) v_s \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} + \left(\frac{v_b}{v_s} \right) \frac{x^2}{\alpha} \right] \quad (6.8)$$

Yukarıdaki 6.7 numaralı bağıntıda yer alan ve daralma katsayısını temsil eden C_c , kaynaklarda [80], kesit daralma oranı olan σ 'nın fonksiyonu olarak verilir. Yine yukarıdaki bağıntılarda yer alan x kuruluk derecesini ve α boşluk oranını temsil etmekte olup α aşağıdaki bağıntı ile verilir [67]:

$$\alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (6.9)$$

6.1.2 Silindirik Test Ünitesinde Adyabatik Akışta Basınç Düşümünün Tespiti

Yatay konumlandırılan silindirik kanallarda adyabatik durumdaki basınç düşümü; yine yatay konumlandırılan çok-girişli kanallara benzer olarak, tek fazlı sıvı akışı durumunda ve iki fazlı akış halinde ayrı ayrı tespit edilmelidir. Bu hesaplamanın nasıl yapılacağı aşağıda açıklanmıştır.

6.1.2.1 Silindirik Kanallarda Tek Fazlı Adyabatik Akışta Basınç Düşümü

Tek fazlı adyabatik akış (sıvı akışı) halinde silindirik test ünitesindeki toplam basınç düşümü; girişte ani daralmadan ileri gelen basınç düşümü, sürtünme nedeniyle meydana gelen basınç düşümü ve çıkışta ani genişlemeden ileri gelen basınç düşümü bileşenlerinden oluşmaktadır. Yani;

$$\Delta P_T = \Delta P_g + \Delta P_s + \Delta P_\zeta \quad (6.10)$$

şeklindeir. Bu bağıntıda yer alan giriş ve çıkıştaki basınç düşümü terimleri, sırasıyla kaynaklarda şu şekilde ifade edilir [81]:

$$\Delta P_g = K_c \frac{1}{2} \rho_s V^2 \cong 0.42 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \frac{1}{2} \rho_s V^2 \quad (6.11)$$

$$\Delta P_{\zeta} = K_e \frac{1}{2} \rho_s V^2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \frac{1}{2} \rho_s V^2 \quad (6.12)$$

Bu bağıntılarda yer alan K_c ve K_e parametreleri sırasıyla; girişteki ve çıkıştaki yerel kayıp katsayısı isimlerini alır. Bu katsayılar, çok-girişli kanallar için olan katsayılar ile karıştırılmamalıdır. Girişteki daralma öncesi ve sonrası çap değerleri, çıkışta ise; genişleme öncesi ve sonrası çap değerleri bilindiğinden; K_c ve K_e hesaplanabilir. Böylece, sürtünme nedeniyle meydana gelen basınç düşümü (ΔP_s) hesaplanabilmektedir. Ayrıca kaynaklarda [81], K_c ve K_e değerleri d/D oranına bağlı olarak grafik halinde verilmektedir. Literatürde [81] yaygın bir şekilde yer alan K_c değerinin deneylerden elde edildiğine dikkat edilmelidir.

Böylece; silindirik test ünitesindeki sürtünme kaynaklı basınç düşümü aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\Delta P_s = \Delta P_T - \Delta P_g - \Delta P_{\zeta} \quad (6.13)$$

6.1.2.2 Silindirik Kanallarda İki Fazlı Adyabatik Akış Halinde Basınç Düşümü

İki fazlı adyabatik akış halinde silindirik test ünitesindeki toplam basınç düşümü tespit edilirken; yine çok-girişli kanallarda olduğu gibi, 6.6-6.9 denklemleri kullanılabilir.

6.2 Sürtünme Katsayısının Tespiti

Yatay yerleştirilen çok-girişli kanallar ile silindirik test ünitesinde, sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü farklı yöntemler ile tespit edilmekle birlikte, sürtünme katsayısı olan f_s , her iki sistemde de aynı şekilde hesaplanmaktadır.

6.2.1 Tek Fazlı Sıvı Akışında Sürtünme Katsayısının Tespiti

Bilindiği gibi; tek fazlı akışta sürtünmeden ileri gelen basınç düşümünü ifade eden ve Darcy bağıntısı olarak adlandırılan bağıntı, kaynaklarda aşağıdaki şekilde ifade edilir [77]:

$$\Delta P_s = 4 f_s \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \rho_s \quad (6.14)$$

Sürtünmeden ileri gelen basınç düşümü bilindiğinden, sürtünme katsayısı olan f_s Denklem 6.15 ile gösterildiği gibi değişik eşitliklerle hesaplanabilir:

$$f_s = \frac{\Delta P_s}{V^2 \rho_s / 2} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{V^2 \rho_s^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{G^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{Re_{D_h}^2 \mu_s^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h^3}{4L} \quad (6.15)$$

6.2.2 İki Fazlı Akış Halinde Sürtünme Katsayısının Tespiti

İki fazlı akış halinde sürtünme katsayısının tespiti için; kütleel akı yerine, eşdeğer kütleel akı değerinin kullanılması gerekmektedir. Söz konusu bu eşdeğer kütleel akı; iki fazlı akıştaki kayma gerilmesine eşdeğer bir kayma gerilmesi oluşturacak sıvı kütleel akısını göstermekte olup kaynaklarda [67] aşağıdaki gibi verilir:

$$G_{eş} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} \right] \quad (6.16)$$

Denklem 6.16 ile gösterilen bu eşdeğer kütleel akı değerinden hareketle, Denklem 6.17’de gösterildiği gibi eşdeğer bir Reynolds sayısı tanımlanır. Buna göre;

$$Re_{eş} = \frac{G_{eş} D_h}{\mu_s} \quad (6.17)$$

Böylece; iki fazlı adyabatik akış esnasındaki sürtünme katsayısı olan f_{ip} , çeşitli parametrelere bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$f_{ip} = \frac{\Delta P_s}{V_{eş}^2 \rho_s / 2} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{V_{eş}^2 \rho_s^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{G_{eş}^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta P_s}{Re_{eş}^2 \mu_s^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h^3}{4L} \quad (6.18)$$

6.3 Adyabatik Olmayan Akış Halinde Basınç Düşümü Hesaplamaları

R134a akışkanının yoğuşmasının incelendiği deneylerde, test ünitesinin giriş ve çıkışındaki toplam basınç farkı, daha önce kalibrasyonu yapılmış olan bir fark basınçölçer (diferansiyel basınçölçer) ile doğrudan ölçülmüştür. Yoğuşma esnasında test üniteleri düşey yerleştirildiğinden; yerçekimi nedeniyle meydana gelen basınç yükselmesinin ve yoğuşmadan (momentum değişiminden) ileri gelen basınç yükselmesinin ayrı ayrı hesaplanıp, deneylerde ölçülen basınç düşümüne eklenmek suretiyle sürtünmelerden ile gelen basınç düşümünün tespit edilmesi gerekir. Bu hesaplamanın ne şekilde yapıldığı aşağıda gösterilmiştir. Isı geçişinin mevcut olduğu

bu incelemede; test ünitesine giriş ve test ünitesinden çıkıştaki basınç değişimleri de hesaplanmıştır. Yoğuşma deneylerinden elde edilen sürtünme kaynaklı basınç düşümünün ortalama kuruluk derecesi ile değişimi, farklı doyma sıcaklıkları ve farklı kütleli debiler için grafikler halinde sunulmuştur.

Düşey konumlandırılan test ünitelerinde yoğuşma esnasında meydana gelen toplam basınç düşümü sırasıyla; girişteki basınç düşümü, sürtünmelerden kaynaklanan basınç düşümü, yerçekimi nedeniyle meydana gelen basınç yükselmesi, yoğuşmadan kaynaklanan basınç yükselmesi ve çıkıştaki basınç yükselmesi terimlerinin toplamı şeklinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta P_T = \Delta P_g + \Delta P_s + \Delta P_G + \Delta P_y + \Delta P_\zeta \quad (6.19)$$

Bu bağıntıda yer alan ΔP_T ifadesi, aynı zamanda deneylerde doğrudan ölçülen basınç değişimini (ΔP_{deney}) göstermektedir. Buna göre, sürtünmelerden kaynaklanan basınç değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\Delta P_s = \Delta P_{deney} - \Delta P_G - \Delta P_y - \Delta P_\zeta - \Delta P_g \quad (6.20)$$

Test ünitelerinin giriş ve çıkışları yalıtılmış olduğundan yukarıdaki denklemde yer alan ΔP_g ve ΔP_ζ terimleri, sırasıyla 6.7 ve 6.8 numaralı denklemlerden yararlanılarak hesaplanmıştır. Yine yukarıdaki denklemde yer alan ΔP_G terimi, kaynaklarda [82] şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\Delta P_G = -[\alpha \rho_b + (1 - \alpha) \rho_s] g L \quad (6.21)$$

Yukarıdaki 6.20 numaralı bağıntıda yer alan ΔP_y terimi, yoğuşmada momentum değişiminden kaynaklanmakta olup kaynaklarda aşağıdaki gibi tanımlanır [82, 83]:

$$\Delta P_y = G^2 \Delta \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_s} \right] = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_s} \right]_\zeta - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_s} \right]_g \right\} \quad (6.22)$$

Yukarıdaki bağıntılarda yer alan α boşluk oranını göstermekte olup, yoğuşma durumunda Denklem 6.23'teki gibi tanımlanır [82]:

$$\alpha = \left[1 + s \frac{1-x}{x} \frac{\rho_b}{\rho_s} \right]^{-1} \quad (6.23)$$

Denklem 6.23’de yer alan s ise, 6.24 numaralı eşitlikteki gibi verilir [82]:

$$s = \left[1 - x + x \frac{\rho_s}{\rho_b} \right]^{1/2} \quad (6.24)$$

6.4 Yoğuşma Halinde Sürtünme Katsayısının Tespiti

Yoğuşma esnasında sürtünmelerden ileri gelen basınç düşümü tespit edildikten sonra, yoğuşmanın mevcut olduğu iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısı olan f_{tp} aşağıdaki bağıntı ile bulunabilir:

$$f_{tp} = \frac{\Delta P_s}{Re_{eş}^2 \mu_s^2 / 2 \rho_s} \frac{D_h^3}{4L} \quad (6.25)$$

Bu bağıntıda yer alan $Re_{eş}$ hesaplanırken Denklem 6.17’den yararlanılmıştır. Ancak, $Re_{eş}$ bulunurken kullanılacak $G_{eş}$, test ünitesi içerisindeki ortalama kuruluk derecesi kullanılarak Denklem 6.16’dan bulunmalıdır.

7. DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZ YÖNTEMLERİ

Deneysel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneysel çalışmalarda yapılan bu hatalar genellikle üç grupta toplanabilir. Bunlardan birincisi deney yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden ileri gelen hatalardır. Deney tesisatlarında kullanılan ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış tasarımından kaynaklanan hatalar bu grup içinde düşünülebilir. İkinci grup hatalar sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar genellikle tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü grup hatalar ise rasgele hatalardır. Bunlar ise; deneyi yapan kişilerin değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, ölçme aletlerindeki histerezis olaylarından veya cihazların ısınması nedeniyle elektronik ölçme aletlerinde oluşan salınımlardan kaynaklanabilmektedir.

Bu çalışmada yapılan deneylerde meydana gelen hatalar çoğunlukla, deneysel çalışmaların önemli bir bölümünde görülen ve daha çok çevre şartları ile elektrikli cihazlardan kaynaklanan rasgele hatalardır. Özellikle deney süresince elektrik geriliminin az da olsa değişmesi, yoğunlaşma ünitesine girişteki kuruluk derecesini belirleyen elektrikli ısıtıcının gücünün tespitinde belirli bir hataya sebep olmuştur.

Deneysel sonuçların geçerliliğinin belirlenmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler içerisinde, belirsizlik analizi (uncertainty analysis) ve akılcı yaklaşım (commonsense basis) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır [84]. Bu çalışmadaki hata analizinde; ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Söz konusu bu belirsizlik analizi yöntemi ve bu yöntem kullanılarak; test ünitesine girişteki kuruluk derecesine, ortalama ısı taşınım katsayısına, Nusselt sayısına ve yoğunlaşma esnasındaki sürtünme faktörüne ait hata analizinin nasıl yapıldığı, alt bölümlerde sırasıyla ayrıntılı bir şekilde izah edilmiştir.

7.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük R , bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise; $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (7.1)$$

yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait hata oranları; $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.2)$$

şeklinde verilmektedir [84]. Yukarıdaki bağıntı dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki 7.2 numaralı bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

7.2 Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti

7.2.1 Isıl Parametrelerin Belirsizliklerinin Tespiti

Deneylerde hataya neden olan bağımsız değişkenler genel olarak; son ısıtıcı gücü olan $\dot{Q}$, son ısıtıcıya giriş ve son ısıtıcıdan çıkış (doyma) sıcaklıkları olan T_g ve T_d , soğutucu akışkan kütleli debisi olan $\dot{m}$, suyun test ünitesine giriş ve test ünitesinden çıkış sıcaklıkları olan $T_{s,g}$ ve $T_{s,\phi}$, soğutma suyu kütleli debisi olan $\dot{m}_s$ şeklinde seçilmiştir. Bu durumda, test ünitesine girişteki kuruluk derecesi olan x_g , yoğunlaşma esnasındaki ortalama ısı taşınım katsayısı olan $\bar{h}_i$ ve iç taraftaki ortalama Nusselt sayısı olan $\overline{Nu}_i$ için oluşabilecek belirsizlikler sırasıyla şu şekilde ifade edilebilir:

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{\partial x_g}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.3)$$

$$w_{\bar{h}_i} = \pm \left[\left(\frac{\partial \bar{h}_i}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_i}{\partial T_{s,g}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_i}{\partial T_{s,\zeta}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_i}{\partial \dot{m}_s} w_{\dot{m}_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.4)$$

Ancak, iç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısına ait bağıntının Denklem 7.5'teki gibi olduğu hatırlanırsa; yukarıda bahsedilen bağımsız değişkenlerdeki belirsizliklerin U_d ve $\bar{h}_d$ üzerindeki etkilerinin belirlenip buradan hareketle $\bar{h}_i$ 'ye ait belirsizliğin tespitinin daha kolay olacağı görülür.

$$\bar{h}_i = \left[A_i \left(\frac{1}{U_d A_d} - \frac{t_d}{k_{al} A} - \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right) \right]^{-1} \quad (7.5)$$

Deneysel verilerin değerlendirilmesinde kullanılan bağıntılar göz önüne alındığında; U_d ve $\bar{h}_d$ 'ye ait belirsizliklerin, bağımsız değişkenler ve bu bağımsız değişkenlere ait belirsizlikler cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebileceği görülür.

$$w_{U_d} = \pm \left[\left(\frac{\partial U_d}{\partial \dot{m}_s} w_{\dot{m}_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_d}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_d}{\partial T_{s,g}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_d}{\partial T_{s,\zeta}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.6)$$

$$w_{\bar{h}_d} = \pm \left[\left(\frac{\partial \bar{h}_d}{\partial \dot{m}_s} w_{\dot{m}_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_d}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_d}{\partial T_{s,g}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_d}{\partial T_{s,\zeta}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.7)$$

İç taraftaki ortalama Nusselt sayısı olan $\overline{Nu}_i$ 'ye ait belirsizlik ise; 7.8 numaralı bağıntı göz önünde bulundurularak Denklem 7.9'daki gibi tespit edilebilir.

$$\overline{Nu}_i = \frac{\bar{h}_i D_h}{k_s} \quad (7.8)$$

$$w_{\overline{Nu}_i} = \pm \left[\left(\frac{\partial \overline{Nu}_i}{\partial \bar{h}_i} w_{\bar{h}_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.9)$$

Bu durumda; yine deneysel verilerin değerlendirilmesi bölümündeki bağıntılar incelendiğinde sırasıyla, x_g , $\bar{T}_s$, $\bar{T}_y$, ΔT_{lm} , U_d , $\bar{h}_d$, $\bar{h}_i$ ve $\overline{Nu}_i$ 'ye ait belirsizliklerin bulunması gerektiği görülür. İşte bu bağımlı değişkenlere ait belirsizlikler sırasıyla aşağıdaki bağıntılar yardımıyla elde edilebilir.

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{m} h_{sb}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}}{h_{sb} \dot{m}^2} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{c_p}{h_{sb}} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{c_p}{h_{sb}} w_{T_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.10)$$

$$w_{\bar{T}_s} = \pm \left[\left(\frac{1}{2} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.11)$$

$$w_{\bar{T}_y} = \pm \left[\left(\frac{1}{2} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} w_{\bar{T}_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.12)$$

$$w_{\Delta T_1} = \pm \left[\left(w_{T_d} \right)^2 + \left(w_{T_{s,g}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.13)$$

$$w_{\Delta T_2} = \pm \left[\left(w_{T_d} \right)^2 + \left(w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.14)$$

$$w_{\Delta T_{lm}} = \pm \left[\left(\frac{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\Delta T_1}}{\left(\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \right)^2} w_{\Delta T_1} \right)^2 + \left(\frac{-\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) + \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\Delta T_2}}{\left(\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \right)^2} w_{\Delta T_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.15)$$

$$w_{U_d} = \pm \left[\left(\frac{c_{p,s} (T_{s,\zeta} - T_{s,g})}{A_d \Delta T_{lm}} w_{\dot{m}_s} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s}}{A_d \Delta T_{lm}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s}}{A_d \Delta T_{lm}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,\zeta} - T_{s,g})}{A_d \Delta T_{lm}^2} w_{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.16)$$

Ayrıca;

$$\Delta \bar{T} = \bar{T}_y - \bar{T}_s \quad (7.17)$$

olmak üzere 7.18 eşitliği yazılabilir.

$$w_{\Delta\bar{T}} = \pm \left[\left(w_{\bar{T}_y} \right)^2 + \left(w_{\bar{T}_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.18)$$

$$w_{\bar{h}_d} = \pm \left[\left(\frac{c_{p,s} (T_{s,\zeta} - T_{s,g})}{A_d \Delta\bar{T}} w_{\dot{m}_s} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s}}{A_d \Delta\bar{T}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 + \right. \\ \left. \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s}}{A_d \Delta\bar{T}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,\zeta} - T_{s,g})}{A_d \Delta\bar{T}^2} w_{\Delta\bar{T}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.19)$$

$$w_{\bar{h}_i} = \pm \left[\left(\frac{A_i / A_d}{\left[A_i \left(\frac{1}{U_d A_d} - \frac{t_d}{k_{al} \bar{A}} - \frac{1}{\bar{h}_d A_d} \right) \right]^2} \right)^2 \left[\left(\frac{w_{U_d}}{U_d^2} \right)^2 + \left(\frac{w_{\bar{h}_d}}{\bar{h}_d^2} \right)^2 \right] \right]^{1/2} \quad (7.20)$$

Silindirik ünite için iç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısına ait belirsizlik, çok-girişli kanallardan farklı olacaktır ve Denklem 5.21 göz önünde bulundurularak Denklem 7.21'deki gibi hesaplanmalıdır.

$$w_{\bar{h}_{i,silindirik}} = \pm \left[\left(- \frac{D_d / D_i}{\left[\left(\frac{1}{U_d} - \frac{D_d \ln(D_d / D_i)}{2 k_b} - \frac{1}{\bar{h}_d} \right) \right]^2} \right)^2 \left[\left(\frac{w_{U_d}}{U_d^2} \right)^2 + \left(\frac{w_{\bar{h}_d}}{\bar{h}_d^2} \right)^2 \right] \right]^{1/2} \quad (7.21)$$

Bu durumda iç taraftaki ortalama Nusselt sayısı olan $\overline{Nu}_i$ 'ye ait belirsizlik ise; bütün kanallar için geçerli olmak üzere, Denklem 7.22'deki gibi tespit edilebilir.

$$w_{\overline{Nu}_i} = \pm \left[\left(\frac{D_h}{k_s} w_{\bar{h}_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.22)$$

7.2.2 Sürtünme Faktörünün Belirsizliğinin Tespiti

Basınç düşümü deneylerinde hataya neden olan bağımsız değişkenler; sürtünme kaynaklı basınç düşümü olan ΔP_s (fark basınçölçer ile aynı belirsizliğe sahip olduğu kabulü ile) ve soğutucu akışkan kütleli debisi olan $\dot{m}$ şeklinde seçilirse, yoğunlaşma esnasındaki sürtünme faktörü olan f_{tp} için oluşabilecek belirsizlik şu şekilde ifade edilebilir:

$$w_{f_p} = \pm \left[\left(\frac{\partial f_{tp}}{\partial \Delta P_s} w_{\Delta P_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_{tp}}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.23)$$

Yoğuşma esnasındaki sürtünme faktörü; sürtünme kaynaklı basınç düşümü ve soğutucu akışkan kütleli debisi cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$f_{tp} = \frac{2 \rho_s \Delta P_s D_h^3}{Re_{es}^2 \mu_s^2 4L} = \frac{\Delta P_s D_h}{L} \frac{\rho_s}{2 G_{es}^2} = \frac{\Delta P_s D_h}{L} \frac{\rho_s A_c^2}{2 \left[(1-x) + x(\rho_s / \rho_b)^{1/2} \right]^2 \dot{m}^2} \quad (7.24)$$

Denklem 7.24'ten hareketle, sürtünme faktörüne ait belirsizlik değeri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$w_{f_p} = \pm \left[\left(\frac{D_h \rho_s}{2 L G_{es}^2} \right)^2 \left[w_{\Delta P_s}^2 + \left(- \frac{2 \Delta P_s}{\dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 \right] \right]^{1/2} \quad (7.25)$$

Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelen belirsizlikler Tablo 7.1'de gösterilmiştir. Ayrıca, her bir ölçüm cihazının yol açtığı en büyük ve en küçük belirsizlikler de Tablo 7.2'de gösterilmiştir. Buna göre; bağımsız değişkenlere (ölçülen parametreler) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntılar kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (hesaplanan parametreler) ilişkin belirsizlikler tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 7.3'te gösterilmiştir. Ayrıca; yapılan tüm deneyler için her bir bağımlı değişkene ilişkin belirsizlik değerleri Ek A'da sunulmuştur.

Tablo 7.1: Ölçüm Cihazlarında Tespit Edilen Belirsizlikler

<i>Ölçüm Cihazı</i>	<i>Belirsizlik Değerleri</i>
Sıcaklıkölçerler	$\pm 0.092 \text{ }^\circ\text{C}$ (0 ~ 80 $^\circ\text{C}$)
Basınçölçer (Mutlak basınç ölçümü için)	$\pm 0.980 \text{ kPa}$ (0 ~ 12.5 bar)
Basınçölçer (Fark basınç ölçümü için)	$\pm 0.123 \text{ kPa}$ (0 ~ 55 kPa)
Debiölçer (Soğutucu akışkan için)	$\pm 0.019 \text{ g/s}$ (0 ~ 2.703 g/s)
Rotametre (Soğutma suyu için)	$\pm 0.316 \text{ g/s}$ (0 ~ 21.2 g/s)
Son ısıtıcı	$\pm 0.300 \text{ W}$ (0 ~ 600 W)

Tablo 7.2: Ölçüm Cihazlarının Neden Olduğu En Büyük ve En Küçük Belirsizlikler

<i>Ölçüm Cihazı</i>	<i>Kalibrasyon Aralığı</i>	<i>Belirsizlik Değeri ($\pm$)</i>	<i>Gerçekleşen En Küçük Belirsizlik ($\pm$ %)</i>	<i>Gerçekleşen En Büyük Belirsizlik ($\pm$ %)</i>
Sıcaklıkölçerler	0 ~ 80 °C	0.018 °C	0.890	8.902
Mutlak basınçölçer	0 ~ 12.5 bar	0.980 kPa	0.078	0.120
Fark basınçölçer	0 ~ 55 kPa	0.123 kPa	0.224	8.200
Debiölçer	0 ~ 2.703 g/s	0.019 g/s	0.701	1.900
Rotametre	0 ~ 21.2 g/s	0.316 g/s	1.491	1.505
Son ısıtıcı gücü	0 ~ 600 W	0.300 W	0.050	0.375

Tablo 7.3: Hesaplanan Parametreler İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	<i>3-G Kanal</i>	<i>5-G Kanal</i>	<i>6-G Kanal</i>	<i>14-G Kanal</i>	<i>Silindirik Kanal</i>
$\pm w_{x_g}$ (%)	1.01 ~ 2.27	1.00 ~ 2.26	1.32 ~ 2.21	1.29 ~ 2.24	1.01 ~ 2.23
$\pm w_{U_d}$ (%)	3.52 ~ 10.56	3.54 ~ 6.49	3.57 ~ 6.86	3.57 ~ 5.74	3.69 ~ 8.40
$\pm w_{h_d}$ (%)	4.55 ~ 11.53	4.60 ~ 8.25	4.65 ~ 8.68	4.65 ~ 7.65	4.61 ~ 9.92
$\pm w_{h_i}$ (%)	6.13 ~ 24.09	6.79 ~ 16.14	8.76 ~ 16.35	8.51 ~ 14.10	9.18 ~ 20.09
$\pm w_{Nu_i}$ (%)	6.13 ~ 24.09	6.79 ~ 16.14	8.76 ~ 16.35	8.51 ~ 14.10	9.18 ~ 20.09
$\pm w_{f_{tp}}$ (%)	13.60 ~ 21.45	5.47 ~ 9.27	2.80 ~ 4.18	2.53 ~ 3.87	2.11 ~ 4.09

8. DENEYSEL İNCELEME SONUÇLARI

Deneyler kapsamında; yoğuşma esnasında test üniteleri içerisindeki ortalama ısı taşınım katsayısı ile ortalama Nusselt sayısı için elde edilen sonuçlar, yine yoğuşma esnasında basınç düşümüne ilişkin sonuçlar ve sıvı fazdaki saf su ile yapılan adyabatik akış deneylerindeki basınç düşümüne ilişkin sonuçlar sırasıyla grafikler halinde gösterilmiştir. Ancak; R134a kütleli debisi, doyma sıcaklığı ve dolayısıyla doyma basıncı açısından her bir kanal tamamen aynı şartlarda test edilememiş deneyler ancak yaklaşık değerlerde yapılabilmektedir. Her bir deney gurubundaki ortalama debi değeri ve bu değerin ilgili kanalda karşılık geldiği kütleli akı değeri Tablo 8.1 ve Tablo 8.2’de gösterilmiştir. Ayrıca, bütün deneylerdeki kütleli debi değerleri ve bu değerlerin her bir test ünitesinde hangi kütleli akıya denk geldikleri EK B’de yer alan Tablo B.1’de gösterilmiştir.

Tablo 8.1: $T_d \approx 32$ °C Deney Gurubundaki Ortalama Kütleli Debi ve Kütleli Akılar

3-G Kanal		5-G Kanal		6-G Kanal		14-G Kanal		Silindirik Kanal	
$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]
1.028	13.318	1.007	15.540	1.013	61.370	1.009	69.259	1.008	117.877
1.511	19.579	1.508	23.266	1.506	91.253	1.508	103.559	1.507	176.157
2.010	26.040	2.024	31.238	-	-	-	-	2.007	234.694

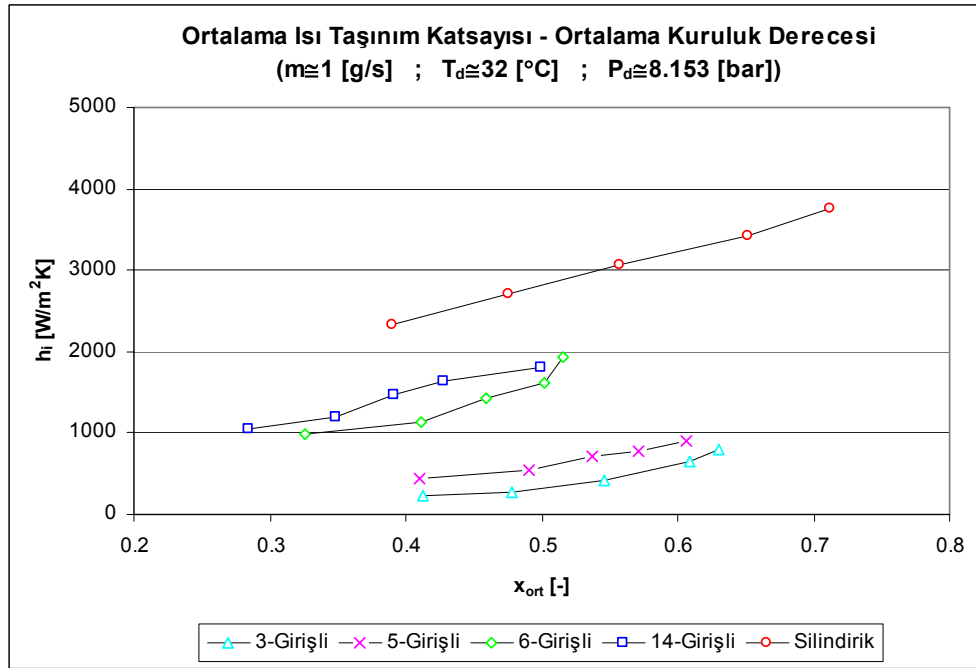
Tablo 8.2: $T_d \approx 42$ °C Deney Gurubundaki Ortalama Kütleli Debi ve Kütleli Akılar

3-G Kanal		5-G Kanal		6-G Kanal		14-G Kanal		Silindirik Kanal	
$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]
1.008	13.056	1.009	15.571	1.003	60.764	1.005	69.012	1.001	117.012
1.505	19.499	1.520	23.457	1.506	91.273	1.507	103.463	1.505	175.962
2.028	26.274	2.007	30.966	-	-	-	-	2.005	234.441

Yine bütün deneyler için; eşdeğer kütleli akı ve eşdeğer Reynolds sayısı ile boşluk oranının, girişteki, çıkıştaki ve ortalama değerleri ise EK C’de yer alan tablolarda gösterilmiştir.

8.1 R134a Yoğuşmasında Elde Edilen Isıl Parametrelere İlişkin Sonuçlar

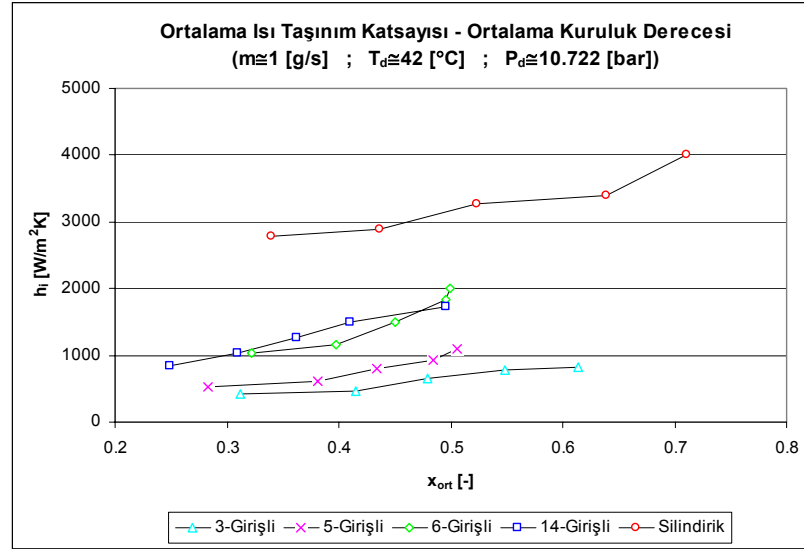
Yoğuşma deneylerinden elde edilen sonuçlar; ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren grafikler ve ortalama Nusselt sayısının eşdeğer Reynolds sayısı ile değişimini gösteren grafikler şeklinde gösterilmiştir. Buna göre; hem yaklaşık aynı kütleli debi ve yoğuşma şartlarında, çok-girişli kanallar ile silindirik test ünitesinin bir karşılaştırmasını yapabilmek için hem de, ortalama ısı taşınım katsayısının mertebesine ilişkin bir fikir vermesi açısından, $\bar{h}_i - \bar{x}$ değişimi iki farklı doyma sıcaklığı için Şekil 8.1 ve Şekil 8.2’de gösterilmiştir.



Şekil 8.1: Isı Taşınım Katsayısı-Kuruluk Derecesi Değişimi ($m=1$ g/s, $T_d=32$ °C)

Şekil 8.1 ve Şekil 8.2 incelendiğinde; test ünitesindeki ortalama kuruluk derecesi artarken ortalama ısı taşınım katsayısının belirgin bir şekilde arttığı görülür. Yine bu şekiller incelendiğinde; yaklaşık aynı kütleli debi ve doyma sıcaklığında gerçekleşen yoğuşmada, silindirik test ünitesinde daha büyük ısı taşınım katsayıları elde edildiği görülmektedir. Çünkü; 1 g/s olan kütleli debi, çok-girişli kanallarda

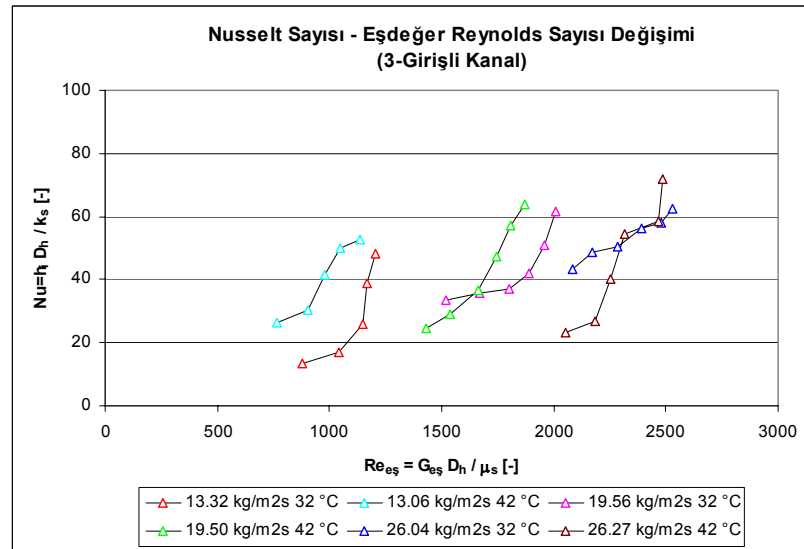
laminer bir yoğuşma oluştururken, silindirik test ünitesinde türbülanslı bir yoğuşma oluşturmaktadır.



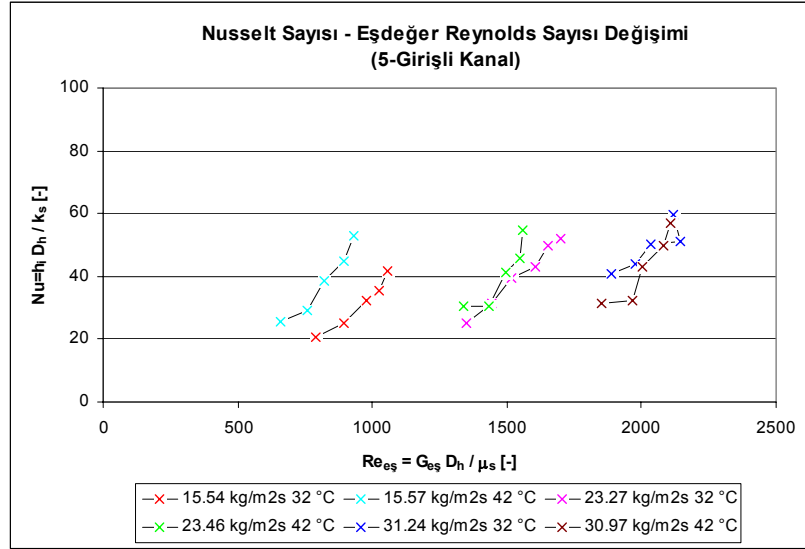
Şekil 8.2: Isı Taşınım Katsayısı-Kuruluk Derecesi Değişimi ($m \cong 1$ g/s, $T_d \cong 42$ °C)

R134a yoğuşmasında kanallar içerisindeki $\overline{Nu} - Re_{eş}$ değişimine ilişkin sonuçlar ise; 3, 5, 6 ve 14-girişli kanallar ile silindirik test ünitesi için, kütleli akı ve yoğuşma sıcaklıkları da belirtilerek Şekil 8.3-8.7’de gösterilmiştir.

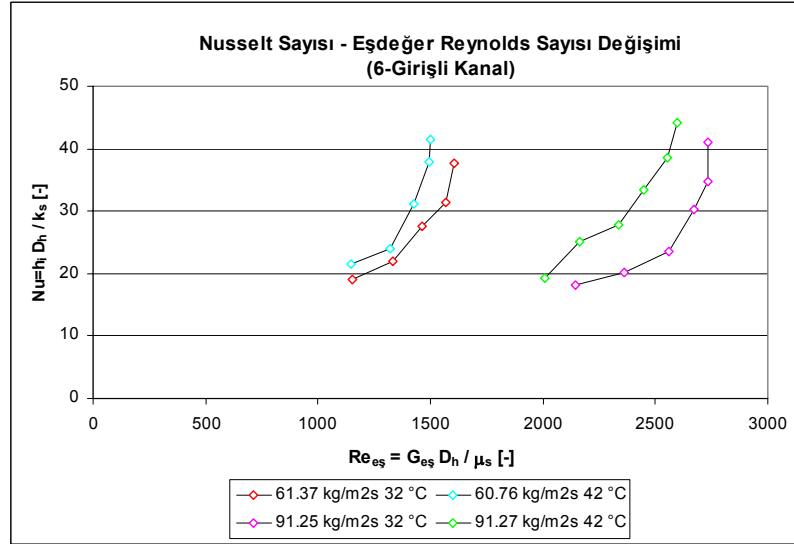
Buna göre Şekil 8.3-8.7 incelendiğinde bütün kanallar için geçerli olmak üzere; eşdeğer Re sayısı artarken ortalama Nu sayısının da arttığı görülür. Yine bütün kanallar için geçerli olmak üzere; aynı kütleli akı için, yoğuşma sıcaklığı artarken ortalama Nu sayısının da arttığı kolaylıkla görülebilir.



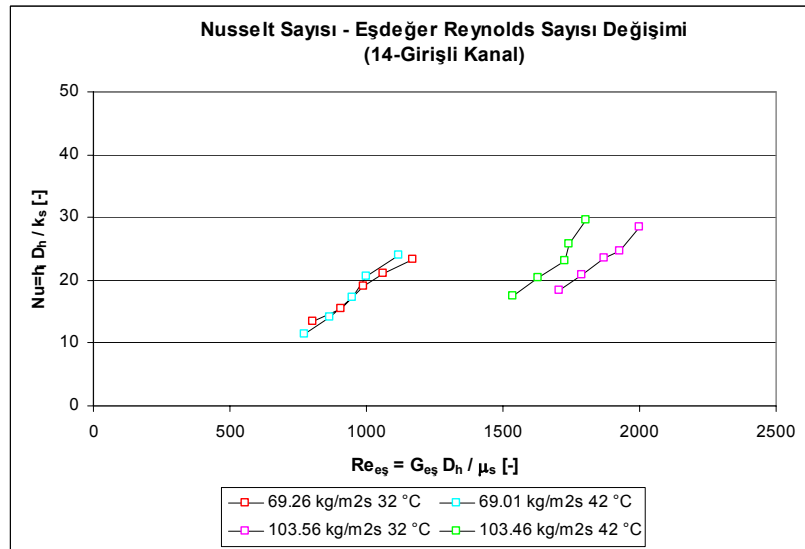
Şekil 8.3: 3-Girişli Kanal İçin $\overline{Nu} - Re_{eş}$ Değişimi



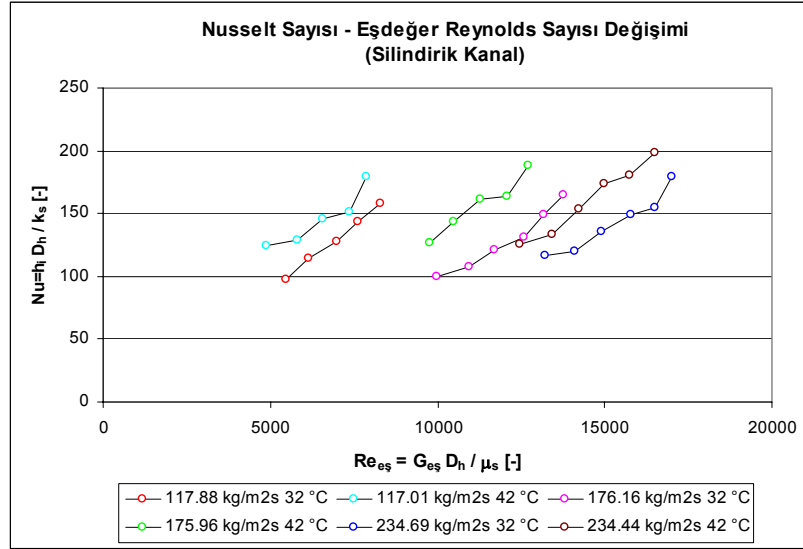
Şekil 8.4: 5-Girişli Kanal İçin $\overline{Nu} - Re_{es}$ Değişimi



Şekil 8.5: 6-Girişli Kanal İçin $\overline{Nu} - Re_{es}$ Değişimi



Şekil 8.6: 14-Girişli Kanal İçin $\overline{Nu} - Re_{es}$ Değişimi



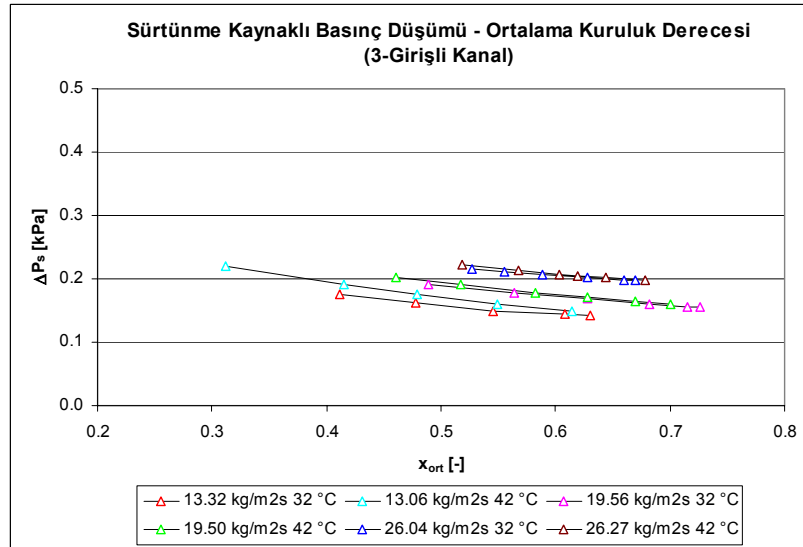
Şekil 8.7: Silindirik Kanal İçin $\overline{Nu} - Re_{es}$ Değişimi

8.2 Basınç Düşümüne İlişkin Sonuçlar

Yapılan deneyler, basınç düşümü açısından iki ayrı guruba ayrılmaktadır. Bunlar; R134a yoğuşmasına ait basınç düşümü sonuçları ve sıvı fazdaki adyabatik su akışına ait basınç düşümü sonuçları şeklindedir.

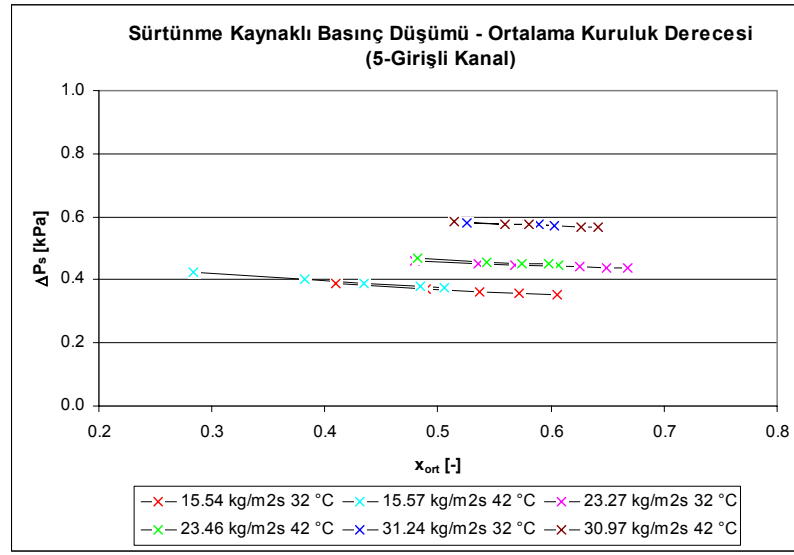
8.2.1 R134a Yoğuşmasına Ait Basınç Düşümü Sonuçları

R134a yoğuşmasında, sürtünmeden ileri gelen basınç düşümünün ortalama kuruluk derecesi ile değişimine ilişkin sonuçlar; çok-girişli kanallar ile silindirik test ünitesi için, kütle akı ve doyma sıcaklıkları da belirtilerek, Şekil 8.8-8.12’de gösterilmiştir.

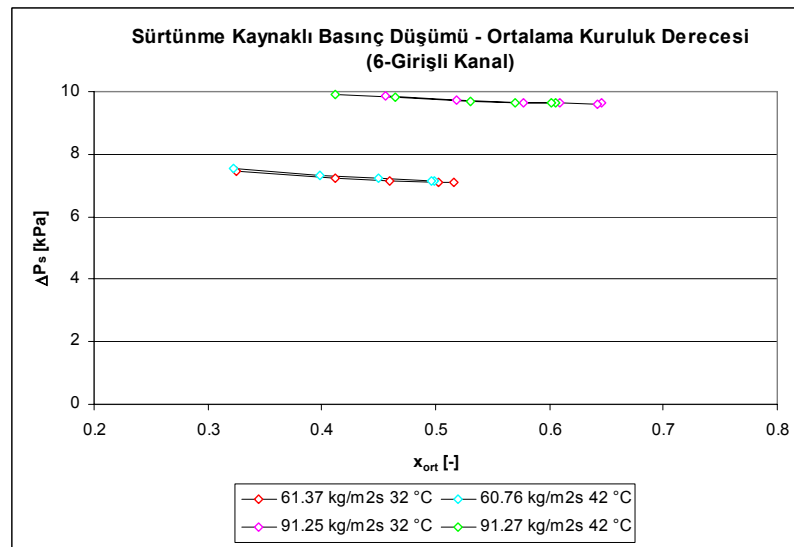


Şekil 8.8: 3-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi

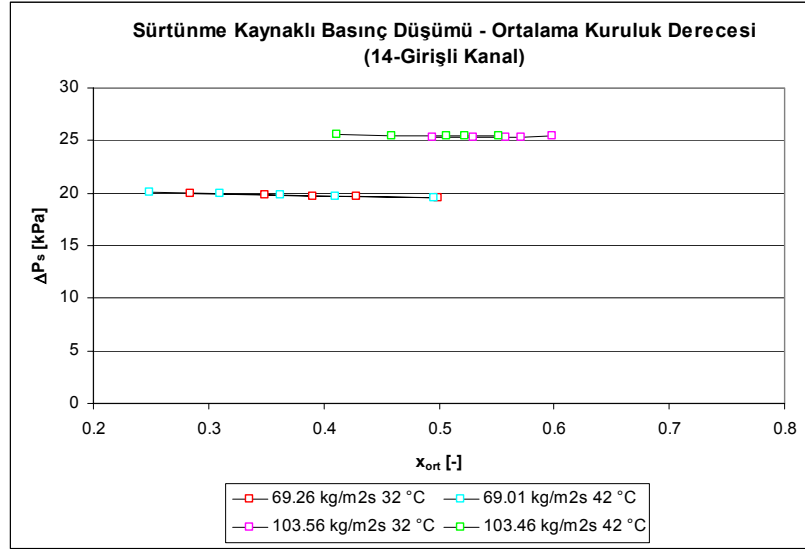
Buna göre Şekil 8.8-8.12 incelendiğinde bütün kanallar için geçerli olmak üzere; ortalama kuruluk derecesi artarken, sürtünme kaynaklı basınç düşümünün azaldığı görülür. Ortalama kuruluk derecesinin artmasının, akışkan yoğunluğunda meydana getirdiği azalmanın buna neden olduğu söylenebilir. Yine bütün kanallar için geçerli olmak üzere; yaklaşık aynı kütleli akı için, yoğunlaşma sıcaklığı artarken sürtünme kaynaklı basınç düşümünün küçük miktarda da olsa azaldığı görülür. Bu durum yine, artan doyma sıcaklığının iki fazlı akışkanın ortalama yoğunluğunda yol açtığı azalma ile izah edilebilir.



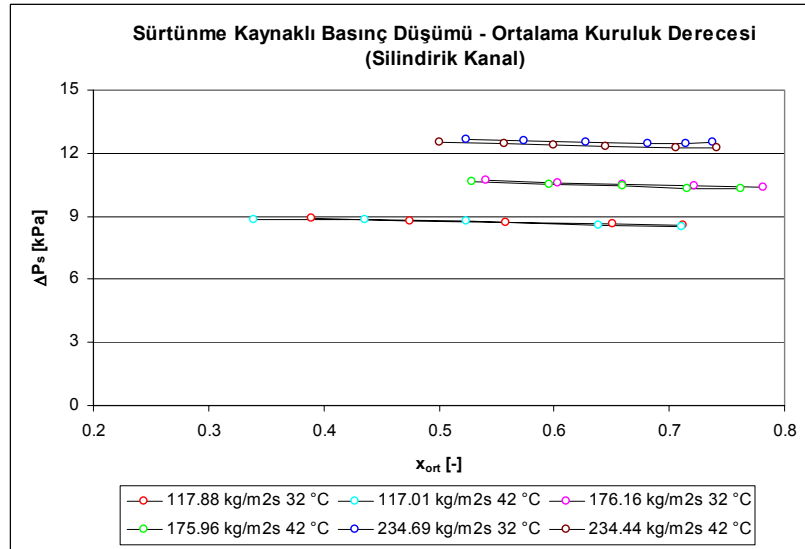
Şekil 8.9: 5-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi



Şekil 8.10: 6-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi



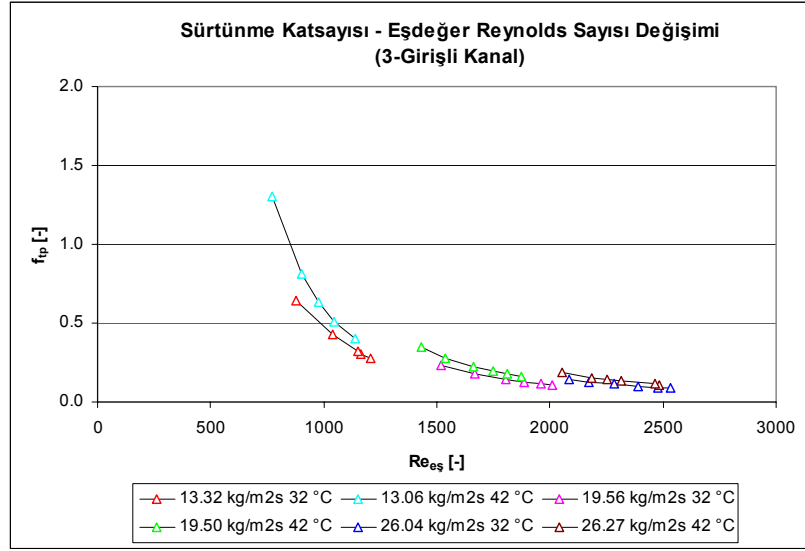
Şekil 8.11: 14-Girişli Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi



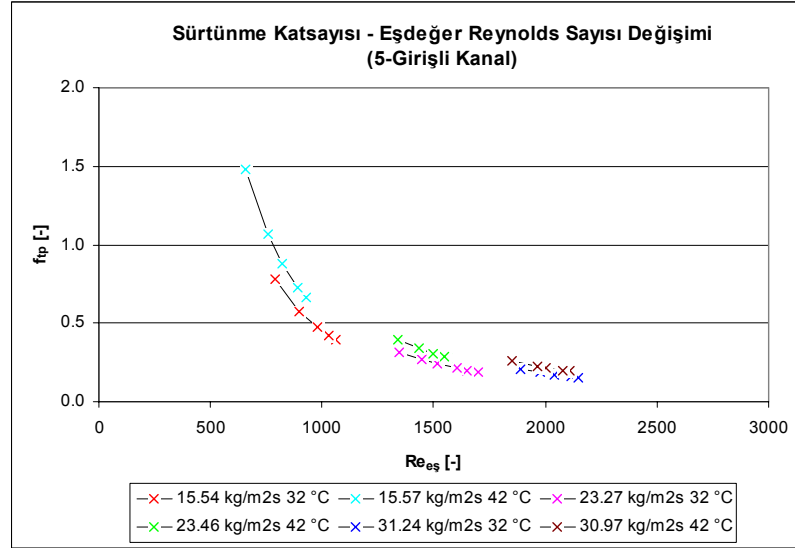
Şekil 8.12: Silindirik Kanal İçin Basınç Düşümü-Kuruluk Derecesi Değişimi

Yoğuşma esnasında sürtünmelerden ileri gelen basınç düşümünün ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren Şekil 8.8-8.12’de yer alan grafiklerden yararlanılarak, iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısı olan f_{ip} ile eşdeğer Reynolds sayısı olan $Re_{eş}$ arasındaki ilişkiyi gösteren grafikler çizilebilir. Bu grafikler; çok-girişli kanallar ile silindirik kanal için sırasıyla Şekil 8.13-8.17’de gösterilmiştir.

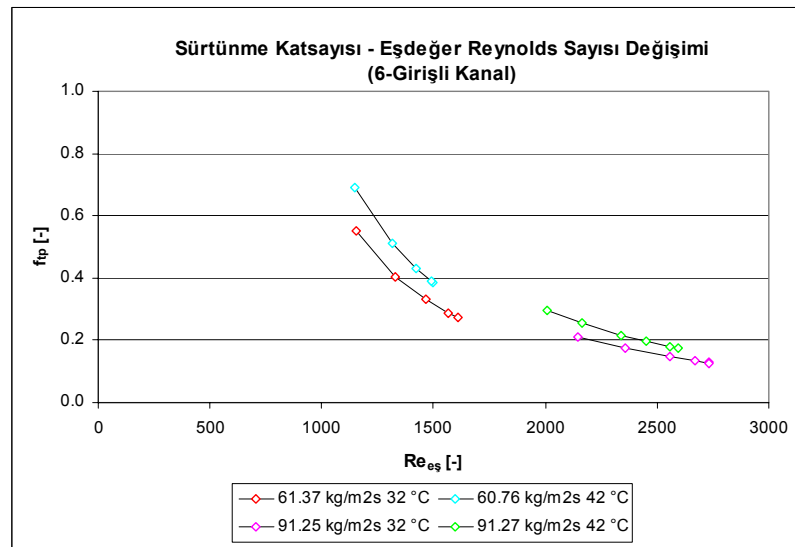
Buna göre Şekil 8.13-8.17 incelendiğinde bütün kanallar için geçerli olmak üzere; eşdeğer Reynolds sayısı artarken, sürtünme katsayısının, Moody diyagramındaki benzer şekilde azaldığı görülür. Yine bütün kanallar için geçerli olmak üzere; yaklaşık aynı kütleli akı için, yoğuşma sıcaklığı artarken sürtünme katsayısının arttığı görülür.



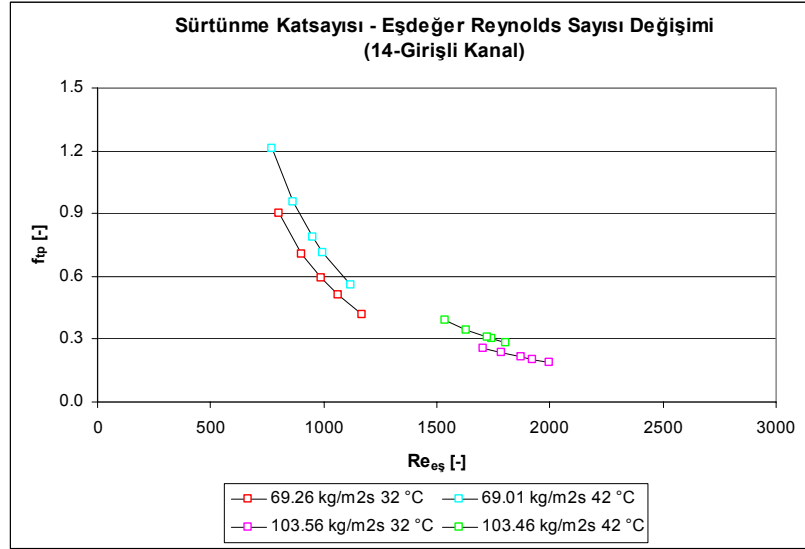
Şekil 8.13: 3-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi



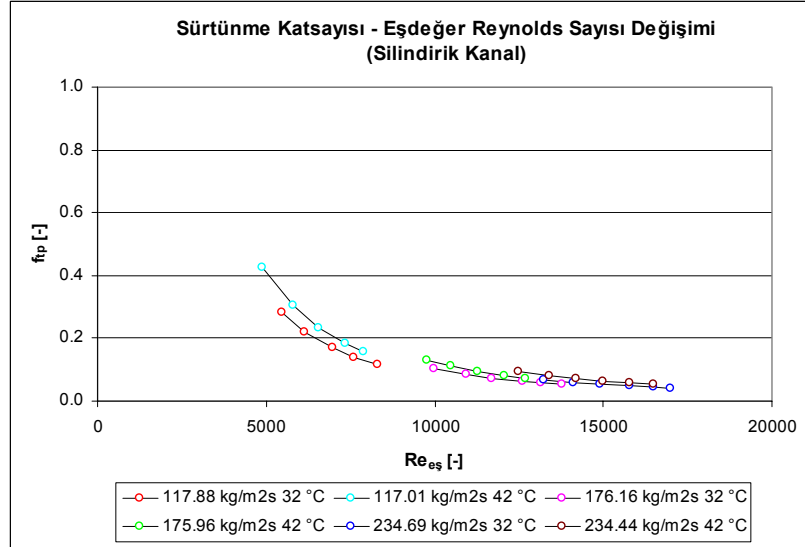
Şekil 8.14: 5-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi



Şekil 8.15: 6-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi



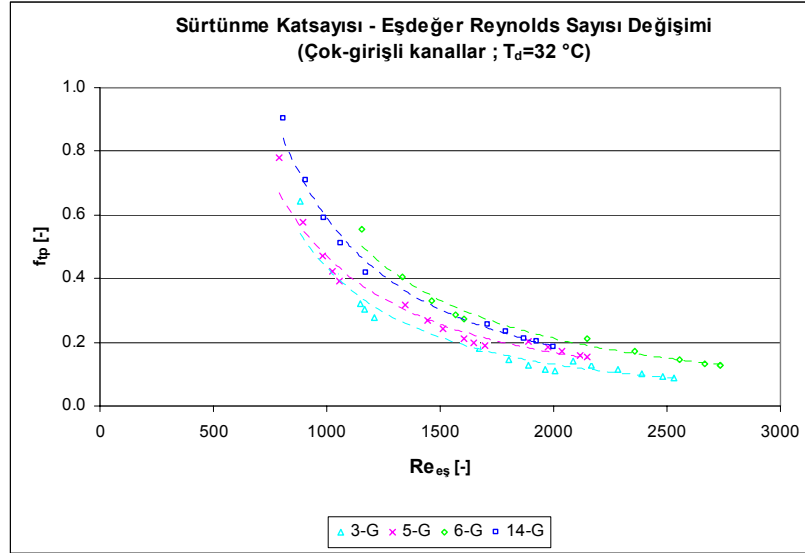
Şekil 8.16: 14-Girişli Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi



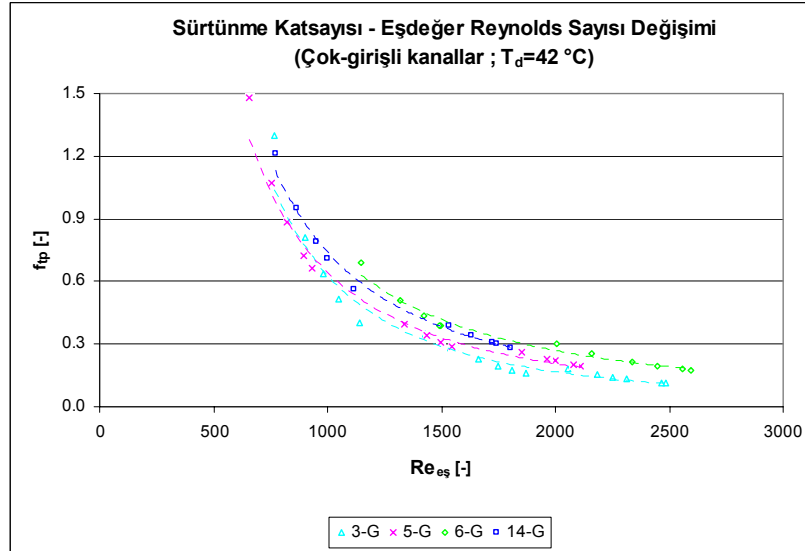
Şekil 8.17: Silindirik Kanal İçin Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Değişimi

Yoğuşma esnasındaki f_{tp} - Re_{es} değişimini gösteren Şekil 8.13-8.16'da yer alan grafiklerden yararlanılarak, çok-girişli kanalların kendi içinde bir karşılaştırmasını yapabilmek ve f_{tp} - Re_{es} değişimine bir korelasyon oluşturabilmek için Şekil 8.18 ve Şekil 8.19 çizilebilir. Benzer şekilde silindirik kanal için de hem doyma sıcaklığının etkisini görebilmek hem de aynı doyma sıcaklığı için f_{tp} - Re_{es} değişimine bir korelasyon oluşturabilmek için Şekil 8.20 çizilebilir.

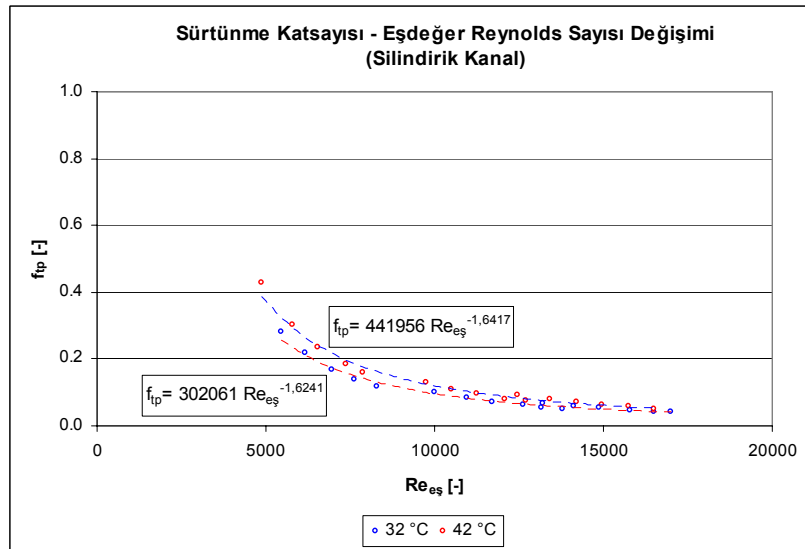
Şekil 8.18 ve Şekil 8.19 incelendiğinde kanal hidrolik çapı küçüldükçe doğal olarak daha büyük sürtünme faktörü değerlerinin elde edildiği görülmektedir. Ancak; 6 ve 14-girişli kanallar arasında bu şekilde belirgin bir ayrım görülmemektedir.



Şekil 8.18: Çok-Girişli Kanallarda f_p-Re_{es} Değişimi ($T_d \approx 32^\circ \text{C}$)



Şekil 8.19: Çok-Girişli Kanallarda f_p-Re_{es} Değişimi ($T_d \approx 42^\circ \text{C}$)



Şekil 8.20: Silindirik Kanalda f_p-Re_{es} Değişimi İçin Oluşturulan Korelasyon

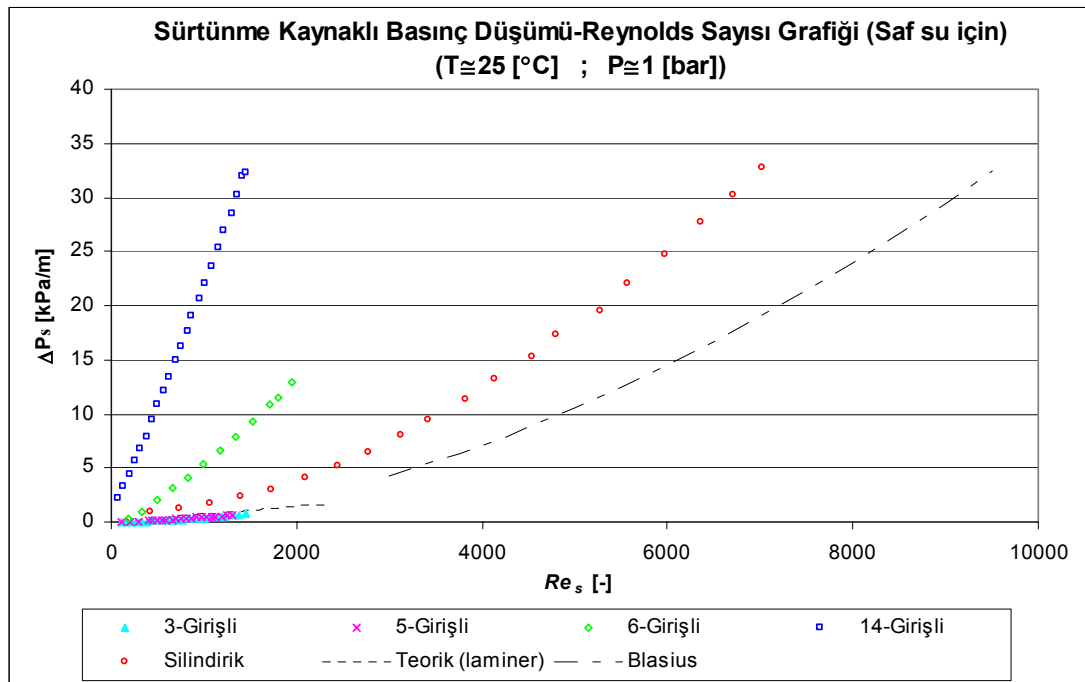
Şekil 8.18, Şekil 8.19 ve Şekil 8.20’den hareketle bütün kanallar için, iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısı ile eşdeğer Reynolds sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren Tablo 8.3 oluşturulabilir.

Tablo 8.3: Çok-Girişli Kanallar ve Silindirik Kanal İçin $f_{tp}-Re_{eş}$ İlişkisi

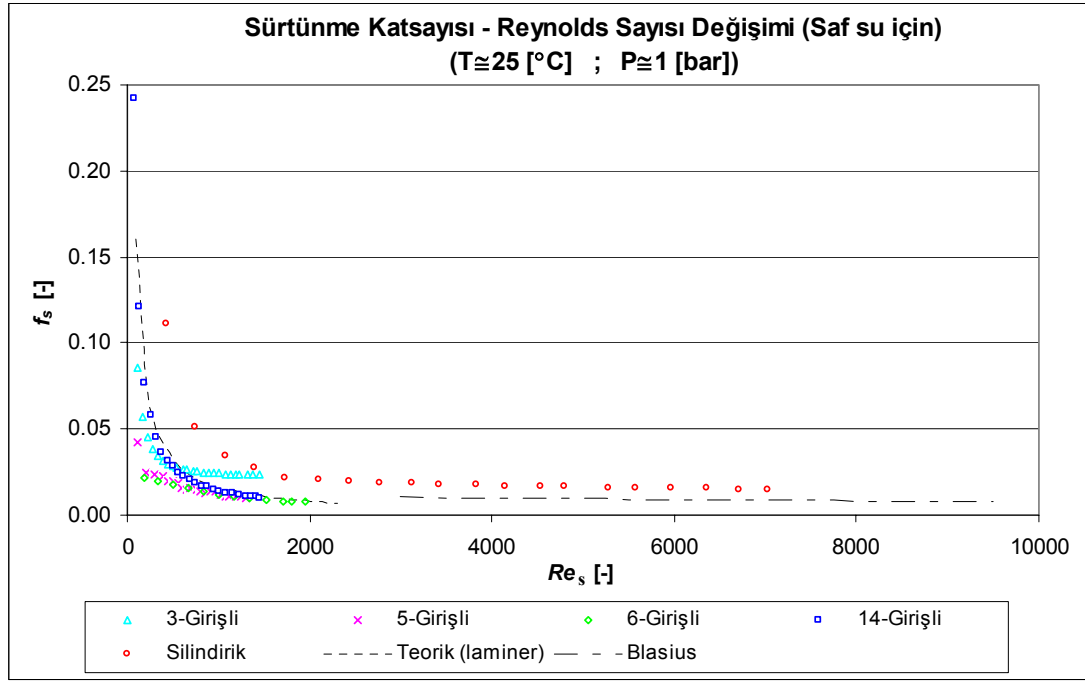
<i>Kanal Cinsi</i>	<i>$f_{tp}-Re_{eş}$ ilişkisi</i>	
	<i>$T_d \cong 32 \text{ } ^\circ\text{C}$</i>	<i>$T_d \cong 42 \text{ } ^\circ\text{C}$</i>
3-Girişli kanal	$f_{tp} = 69\,310 Re_{eş}^{-1.7343}$	$f_{tp} = 348\,693 Re_{eş}^{-1.9147}$
5-Girişli kanal	$f_{tp} = 14\,006 Re_{eş}^{-1.4914}$	$f_{tp} = 54\,017 Re_{eş}^{-1.6413}$
6-Girişli kanal	$f_{tp} = 30\,056 Re_{eş}^{-1.5603}$	$f_{tp} = 31\,645 Re_{eş}^{-1.5360}$
14-Girişli kanal	$f_{tp} = 51\,370 Re_{eş}^{-1.6465}$	$f_{tp} = 54\,709 Re_{eş}^{-1.6227}$
Silindirik kanal	$f_{tp} = 302\,061 Re_{eş}^{-1.6241}$	$f_{tp} = 441\,956 Re_{eş}^{-1.6417}$

8.2.2 Tek Fazlı Adyabatik Su Akışına Ait Basınç Düşümü Sonuçları

Sıvı fazda ve 25 °C’deki saf suyun adyabatik akışında sürtünme kaynaklı basınç düşümüne ilişkin sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir. Buna göre; sürtünmeden kaynaklanan ve birim boru boyu için elde edilen basınç düşümleri Şekil 8.21’de gösterilmiştir. Şekil 8.21’den hareketle elde edilen sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi ise Şekil 8.22’de gösterilmiştir.



Şekil 8.21: Su İçin Basınç Düşümü-Reynolds Sayısı Değişimi ($T \cong 25 \text{ } ^\circ\text{C}$, $P \cong 1 \text{ bar}$)



Şekil 8.22: Su İçin f_s - Re_s Değişimi ($T \approx 25$ °C, $P \approx 1$ bar)

Şekil 8.22’den yararlanılarak her bir kanal için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi üs biçiminde ifade edilmek istenirse Tablo 8.4 elde edilir.

Tablo 8.4: Saf Su için Sürtünme Katsayısı ile Reynolds Sayısı İlişkisi

<i>Kanal Cinsi</i>	<i>f_s-Re_s ilişkisi</i>
3-Girişli kanal	$f_s = 0.4741xRe_s^{-0.4324}$
5-Girişli kanal	$f_s = 0.5383xRe_s^{-0.5478}$
6-Girişli kanal	$f_s = 0.3164xRe_s^{-0.4826}$
14-Girişli kanal	$f_s = 19.78xRe_s^{-1.0470}$
Silindirik kanal	$f_s = 59.952xRe_s^{-1.0576}$ (Laminer bölge için)
Silindirik kanal	$f_s = 0.1571xRe_s^{-0.2666}$ (Türbülanslı bölge için)
Teorik ifade	$f_s = 16xRe_s^{-1.0}$ (Laminer bölge için)
Blasius [76]	$f_s = 0.079xRe_s^{-0.25}$ (Türbülanslı bölge için)

9. ÇEŞİTLİ KORELASYONLAR ve KORELASYON OLUŞTURMA

Bilindiği gibi; soğutucu akışkanların yoğuşması ile ilgili olarak literatürde çeşitli korelasyonlar mevcuttur. Bunların en önemlileri arasında; Akers vd. [85], Cavallini ve Zecchin [85, 86] ve Shah [23, 85] tarafından geliştirilen korelasyonlar gösterilebilir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar; yukarıda bahsedilen her üç korelasyon ile de karşılaştırılmış ve sonuçların, Cavallini ve Zecchin ile Shah tarafından geliştirilen korelasyonlara daha uygun olduğu görülmüştür. Ayrıca; bu korelasyonların hem yerel değerleri temsil eden formları için hem de bu korelasyonların integralleri alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formları için karşılaştırma yapılmıştır. Ancak, bu iki durum arasında önemli bir fark olmadığı görülmüştür.

Buna göre; yoğuşma konusunda literatürde yer alan bazı korelasyonlar, bu çalışmada elde edilen korelasyon ve elde edilen bu korelasyonun kaynaklardaki korelasyonlar ile mukayesesi sırasıyla aşağıda gösterilmiştir.

9.1 Yoğuşmada *Nu* Sayısı İçin Yaygın Olarak Kullanılan Korelasyonlar

Soğutucu akışkanların yoğuşması konusunda geliştirilen korelasyonlar arasında yer alan; Akers vd. [85], Cavallini ve Zecchin [85, 86] ve Shah [23, 85] korelasyonlarının yerel değerleri temsil eden formları ve bu korelasyonların integralleri alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formları takip eden altbölümlerde sırasıyla gösterilmiştir. Bu korelasyonların yerel değerleri ifade eden formlarında, akışkanın test ünitesi giriş ve çıkışındaki kuruluk derecesinin aritmetik ortalaması kullanılmıştır. Söz konusu bu korelasyonların integralleri ise, akışkanın kuruluk derecesinin, test ünitesinin giriş ve çıkışı arasında lineer olarak değiştiği varsayılarak hesaplanmıştır.

Bununla birlikte literatürde, akışkan fiziksel özelliklerinin direkt olarak korelasyonlara yansıtıldığı ve daha hassas bir korelasyon elde edebilmek için boyutsal çözümlemeden yararlanıldığı çalışmalara [87] da rastlanmaktadır.

9.1.1 Akers vd Korelasyonu

Buna göre; Akers vd. [85] tarafından geliştirilen korelasyonun yerel değerleri temsil eden formu Denklem 9.1’de gösterilmiştir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_s} = C Re_{e\varsigma}^n Pr_s^{1/3} \quad (9.1)$$

Burada;

$$Re_{e\varsigma} > 5 * 10^4 \quad \text{için} \quad C = 0.0265 \quad n = 0.8 \quad (9.2a)$$

$$Re_{e\varsigma} < 5 * 10^4 \quad \text{için} \quad C = 5.03 \quad n = \frac{1}{3} \quad (9.2b)$$

$$Re_{e\varsigma} = \frac{G_{e\varsigma} D_h}{\mu_s} \quad \text{ve} \quad G_{e\varsigma} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} \right] \quad (9.2c)$$

şeklindedir. Akers vd. [85] tarafından geliştirilen bu korelasyonun integrali alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formu, Denklem 9.3’deki gibi elde edilmiştir.

$$\overline{Nu} = 5.03 Pr_s^{1/3} \left(\frac{G D_h}{\mu_s} \right)^{4/3} \frac{3}{4(x_\varsigma - x_g) \left[\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} - 1 \right]} \left[1 + \left[\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} - 1 \right] x \right]^{4/3} \bigg|_{x_g}^{x_\varsigma} \quad (9.3)$$

9.1.2 Cavallini ve Zecchin Korelasyonu

Cavallini ve Zecchin [85, 86] tarafından geliştirilen korelasyonun yerel değerleri temsil eden formu ise Denklem 9.4’de gösterilmiştir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_s} = 0.05 Re_{e\varsigma}^{0.8} Pr_s^{0.33} \quad (9.4)$$

Benzer şekilde, Cavallini ve Zecchin [85, 86] tarafından geliştirilen bu korelasyonun integrali alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formu ise, Denklem 9.5’deki gibi elde edilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0.05 Pr_s^{0.33} \left(\frac{G D_h}{\mu_s} \right)^{0.8} \frac{1}{1.8(x_\varsigma - x_g) \left[\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} - 1 \right]} \left[1 + \left[\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} - 1 \right] x \right]^{1.8} \bigg|_{x_g}^{x_\varsigma} \quad (9.5)$$

9.1.3 Shah Korelasyonu

Shah [23, 85] tarafından geliştirilen korelasyonun yerel değerleri temsil eden formu Denklem 9.6’da gösterilmiştir.

$$Nu = Nu_s \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{p_r^{0.38}} \right] \quad (9.6)$$

Burada;

$$Nu_s = 0.023 Re_s^{0.8} Pr_s^{0.4} \quad ve \quad Re_s = \frac{GD_h}{\mu_s} \quad (9.7)$$

şeklindedir. Ayrıca, 9.6 numaralı bağıntıda yer alan p_r ifadesi ise; indirgenmiş basıncı ifade etmekte olup, aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$p_r = \frac{p}{p_{kr}} \quad (9.8)$$

Yine, Shah [23, 85] tarafından geliştirilen bu korelasyonun integrali alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formu ise, Denklem 9.9’daki gibi elde edilmiştir.

$$\overline{Nu} = \frac{Nu_s}{(x_\zeta - x_g)} \left[\frac{3.8}{p_r^{0.38}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right) - \frac{(1-x)^{1.8}}{1.8} \right] \Bigg|_{x_g}^{x_\zeta} \quad (9.9)$$

Bu çalışmanın ve bu çalışmayı karşılaştırmada esas alınan korelasyonların, önemli parametreler açısından kapsadığı aralıklar ise Tablo 9.1’de gösterilmiştir.

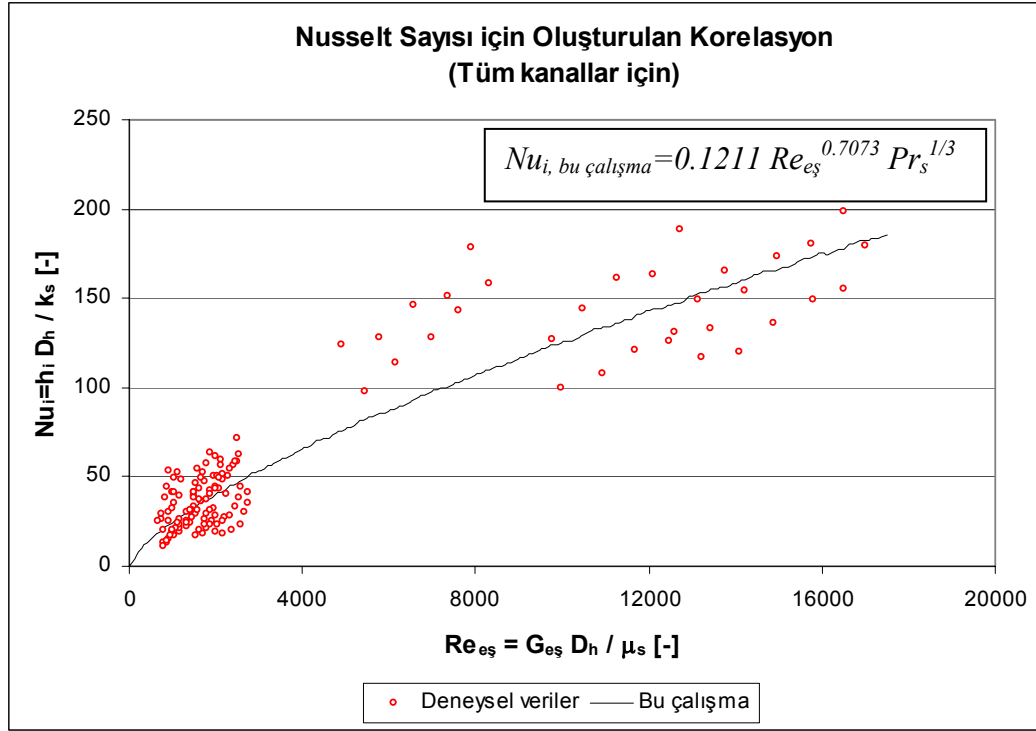
Tablo 9.1: Önemli Parametreler Açısından Korelasyonların Kapsadığı Aralıklar

Korelasyon	Akışkan	x [-]	G [kg/m ² s]	Re_s [-]	Pr_s [-]	Konum
Akers vd. (1959)	R-12 Propane		8-438 1.7-175			Yatay
Cavallini ve Zecchin (1971)	R-11	0.3-1	82-308			Düşey
Shah (1979)	R-11 R-12 R-22 R-113...	0-1	11-211	100 63 000	1-13	Yatay Düşey Eğimli
Bu çalışma	R134a	0-1	13-236	280 4424	3.55 3.63	Düşey

9.2 R134a Yoğuşmasında Nu Sayısı İçin Korelasyon Oluşturma

R134a yoğuşması deneylerinden elde edilen ısı parametrelerinden hareketle bütün kanallar için geçerli olmak üzere ortalama Nu_i sayısı için (dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısı için) bir korelasyon geliştirilmiştir. Elde edilen bu korelasyon, kaynaklarda yaygın bir şekilde yer alan korelasyonlarla karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir.

Bütün kanallardaki R134a yoğuşması deneylerinden elde edilen $Nu_i-Re_{eş}$ değişimi Şekil 9.1’de gösterilmiştir. Ayrıca, bu deneysel noktalardan hareketle elde edilen korelasyon da yine Şekil 9.1’de gösterilmiştir.

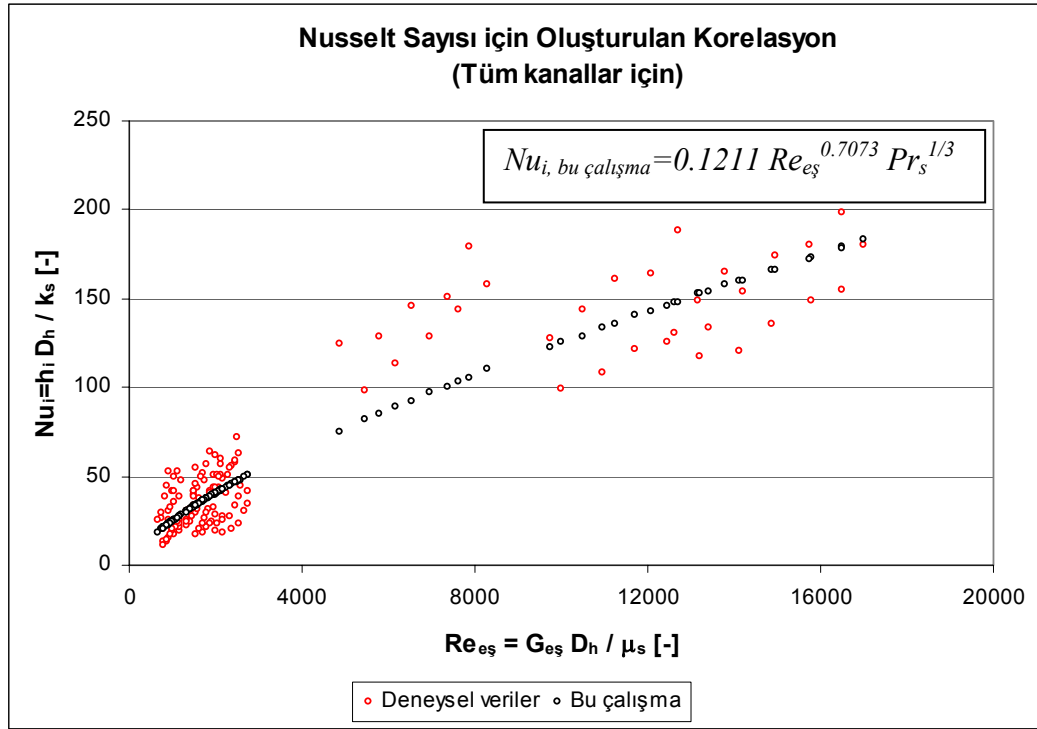


Şekil 9.1: Tüm Kanalları Kapsayacak Şekilde Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon

Bu çalışmada elde edilen korelasyona ait bağıntı aşağıda gösterilmiştir.

$$\overline{Nu_i} = \frac{\overline{h_i} D_h}{k_s} = 0.1211 Re_{eş}^{0.7073} Pr_s^{1/3} \quad (9.10)$$

Oluşturulan bu korelasyondan hareketle, deneysel noktalardaki $Re_{eş}$ sayılarından elde edilen $Nu_i-Re_{eş}$ değişimi ise Şekil 9.2’de görülmektedir.



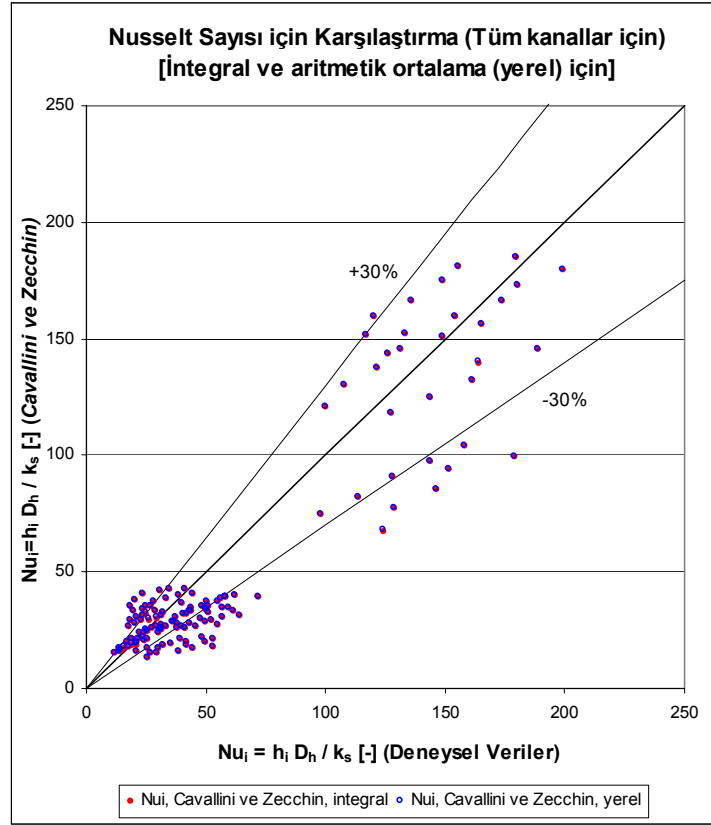
Şekil 9.2: Oluşturulan Korelasyon İle Deneyisel Noktaların Karşılaştırılması

9.3 Nu Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyonun Literatür İle Karşılaştırılması

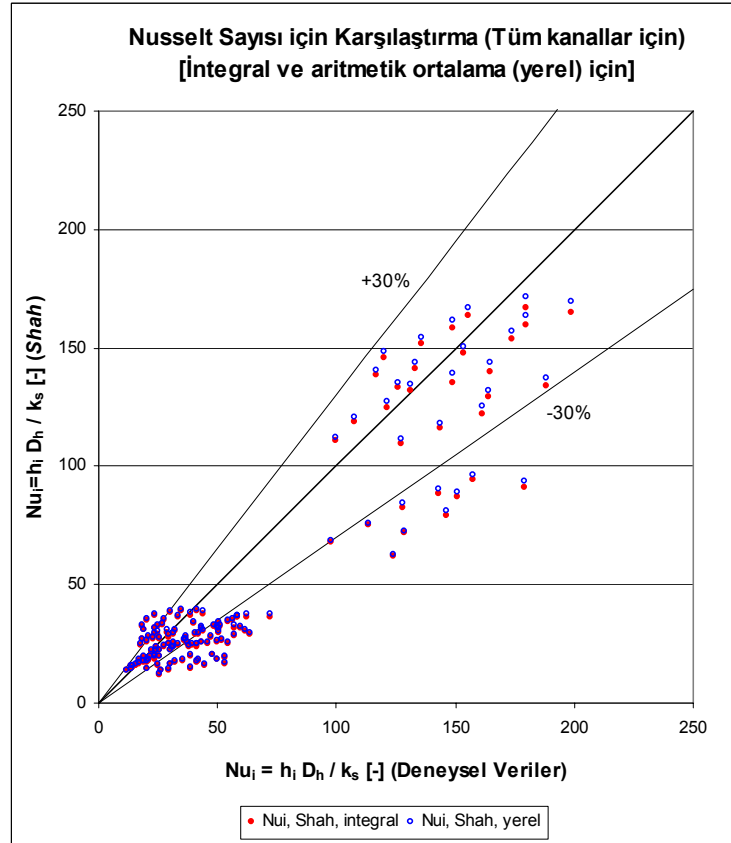
Bu çalışmada elde edilen sonuçlar; yukarıda bahsedilen her üç korelasyon ile de karşılaştırılmış ve sonuçların, Cavallini ve Zecchin [85, 86] ve Shah [23, 85] tarafından geliştirilen korelasyonlara daha uygun olduğu görülmüştür. Nitekim Şekil 9.3 ve Şekil 9.4 incelendiğinde; bu çalışma sonuçlarının, söz konusu bu korelasyonların hem yerel hem de integral formlarından elde edilen değerler ile karşılaştırıldığında büyük ölçüde $\pm$ %30 bandı içerisinde kaldığı görülmektedir.

Ayrıca; bu korelasyonların hem yerel değerleri temsil eden formları için hem de bu korelasyonların integralleri alınmak suretiyle belirli bir bölge için ortalama değerleri ifade eden formları için karşılaştırma yapılmıştır. Ancak sonuçlar oranlandığında, bu iki durum arasında önemli bir fark olmadığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlar Şekil 9.5'te gösterilmiştir.

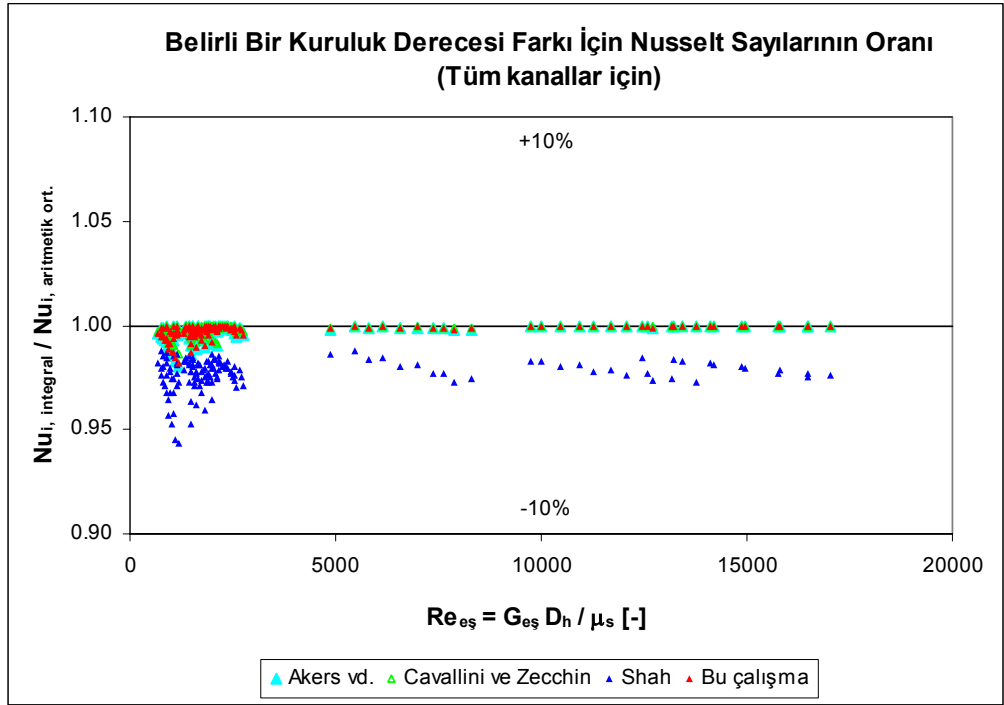
Şekil 9.5 incelendiğinde; belirli bir kurulum derecesi değişimi için, korelasyonların integral ve yerel formlarından elde edilen Nu_i değerleri arasındaki en büyük sapmanın, diğerlerine göre daha kompleks bir bağıntıya sahip olan Shah [23, 85] korelasyonunda meydana geldiği görülür.



Şekil 9.3: Deneysel Verilerin Cavallini ve Zecchin Korelasyonu İle Karşılaştırılması

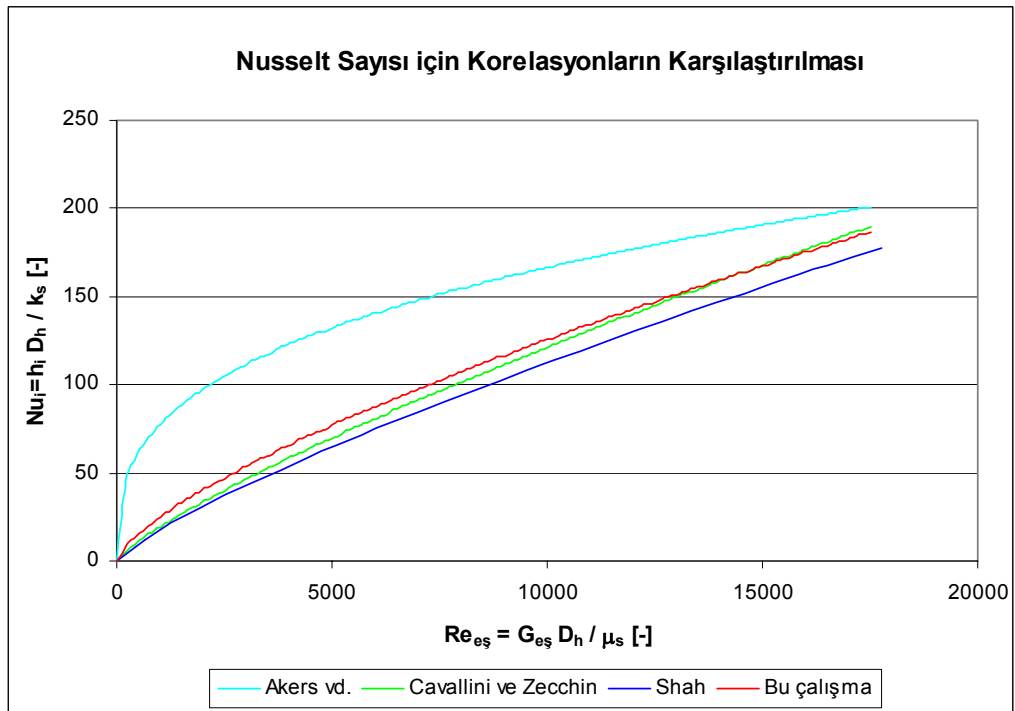


Şekil 9.4: Deneysel Verilerin Shah Korelasyonu İle Karşılaştırılması



Şekil 9.5: Korelasyonların İntegral ve Yerel Formlarının Nu Sayısı İçin Karşılaştırılması

Bu çalışmada elde edilen korelasyon ile, kaynaklardaki diğer üç korelasyon karşılaştırıldığında ise Şekil 9.6 elde edilmektedir. Şekil 9.6'dan da anlaşılacağı üzere; elde edilen korelasyon, Cavallini ve Zecchin ile Shah tarafından oluşturulan korelasyonlar ile büyük bir uyum sağlamaktadır.



Şekil 9.6: Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağıntılarla Karşılaştırılması

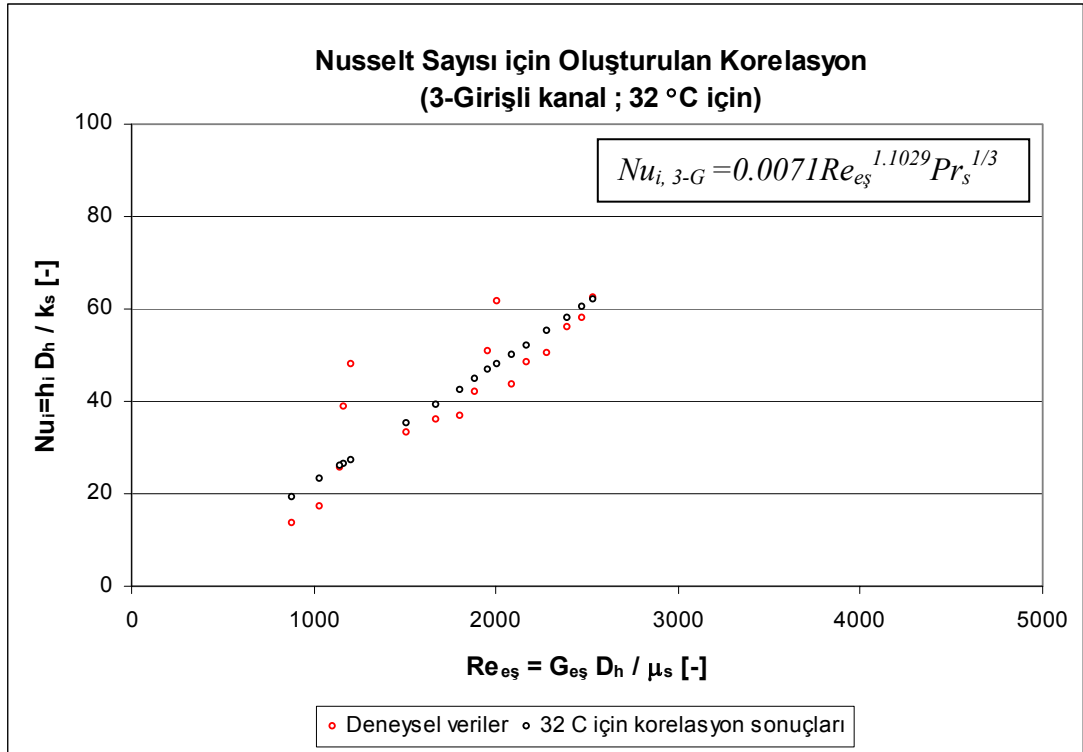
9.4 Bütün Test Üniteleri İçin $Nu_i-Re_{eş}$ Bağlılıları

R134a yoğuşması deneylerinden elde edilen Şekil 8.3-8.7'den hareketle bütün kanallar için ayrı ayrı olmak üzere ve yoğuşma sıcaklığı da dikkate alınmak suretiyle, yoğuşmadaki Nu_i sayısı ile $Re_{eş}$ sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren Tablo 9.2 oluşturulabilir.

Tablo 9.2: Çok-Girişli Kanallar ve Silindirik Kanal İçin $Nu_i-Re_{eş}$ İlişkisi

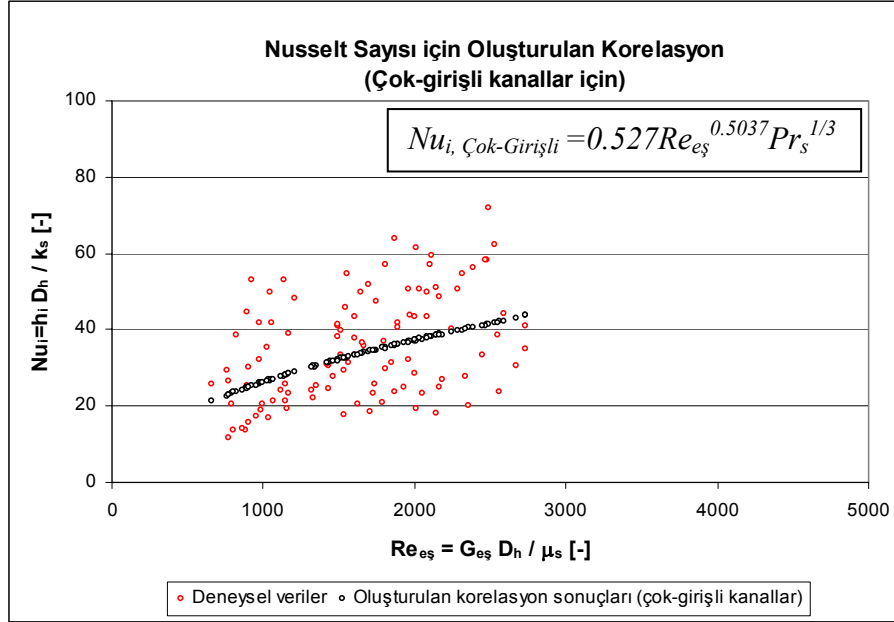
<i>Kanal Cinsi</i>	<i>$Nu_i-Re_{eş}$ ilişkisi</i>	
	<i>$T_d \approx 32 \text{ } ^\circ\text{C}$</i>	<i>$T_d \approx 42 \text{ } ^\circ\text{C}$</i>
3-Girişli kanal	$Nu_i = 0.0071 Re_{eş}^{1.1029} Pr_s^{1/3}$	$Nu_i = 2.4254 Re_{eş}^{0.3254} Pr_s^{1/3}$
5-Girişli kanal	$Nu_i = 0.1093 Re_{eş}^{0.7474} Pr_s^{1/3}$	$Nu_i = 4.5495 Re_{eş}^{0.2407} Pr_s^{1/3}$
6-Girişli kanal	$Nu_i = 2.1098 Re_{eş}^{0.279} Pr_s^{1/3}$	$Nu_i = 2.0062 Re_{eş}^{0.3048} Pr_s^{1/3}$
14-Girişli kanal	$Nu_i = 0.406 Re_{eş}^{0.4841} Pr_s^{1/3}$	$Nu_i = 0.0999 Re_{eş}^{0.6815} Pr_s^{1/3}$
Silindirik kanal	$Nu_i = 7.6965 Re_{eş}^{0.2589} Pr_s^{1/3}$	$Nu_i = 12.455 Re_{eş}^{0.2257} Pr_s^{1/3}$

Tablo 9.2'de de yer alan ve 3-girişli kanala ait $Nu_i-Re_{eş}$ ilişkisini gösteren grafik ise Şekil 9.7'de gösterilmiştir.

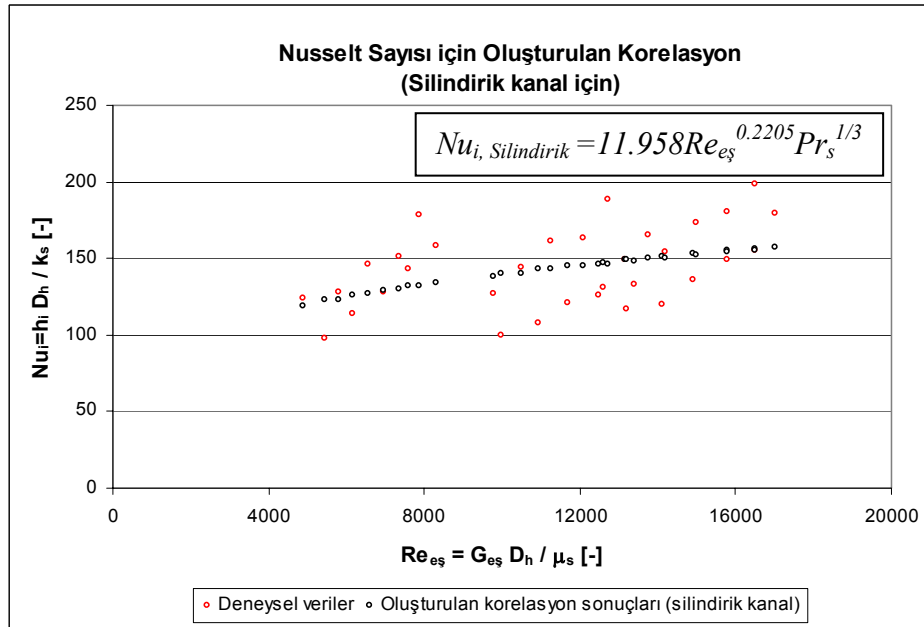


Şekil 9.7: 3-Girişli Kanaldaki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon

Ayrıca; çok-girişli kanalların tamamına ait deneysel sonuçlardan elde edilen $Nu_i-Re_{eş}$ değişimi Şekil 9.8’de yer alırken, silindirik test ünitesindeki sonuçlardan elde edilen korelasyon grafiği ise Şekil 9.9’da gösterilmiştir.



Şekil 9.8: Çok-Girişli Kanallardaki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon



Şekil 9.9: Silindirik Test Ünitesindeki Nu_i Sayısı İçin Oluşturulan Korelasyon

9.5 Deneysel Sonuçların Düzlem Levha Modeli İle Karşılaştırılması

Bilindiği gibi düşey bir levha üzerinde film yoğuşmasında düzeltilmiş $\overline{Nu}_L$ sayısı için $\rho_s \gg \rho_b$ kabulü ile teorik incelemeden aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L (v_s^2 / g)^{1/3}}{k_s} = 1.47 Re_\delta^{-1/3} ; \quad Re_\delta \leq 30 ; \quad Re_\delta = \frac{4 g \rho_s^2 \delta^3}{3 \mu_s^2} = \frac{4 \dot{m}_s}{\mu_s b} \quad (9.11)$$

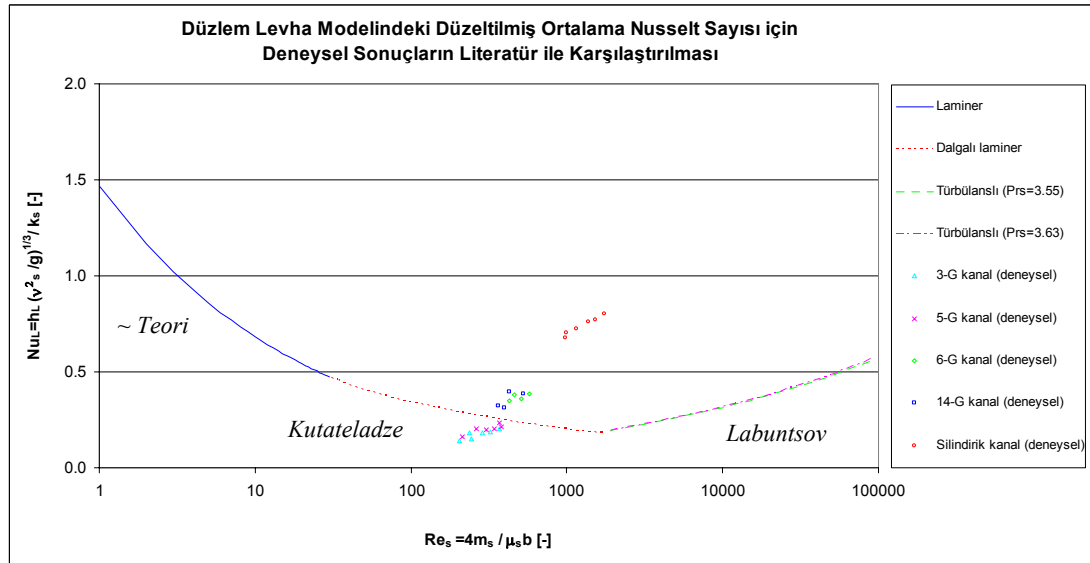
Diğer taraftan dalgalı laminar bölgede Kutateladze tarafından aşağıdaki bağıntı önerilmiştir [77].

$$\frac{\bar{h}_L (v_s^2 / g)^{1/3}}{k_s} = \frac{Re_\delta}{1.08 Re_\delta^{1.22} - 5.2} \quad 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \quad (9.12)$$

Türbülanslı bölge için ise Labuntsov tarafından aşağıdaki bağıntı önerilmiştir [77].

$$\frac{\bar{h}_L (v_s^2 / g)^{1/3}}{k_s} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58 Pr_s^{-0.5} (Re_\delta^{0.75} - 253)} \quad Re_\delta \geq 1800 \quad (9.13)$$

Buna göre; deneysel sonuçlar ile yukarıdaki bağıntıların karşılaştırılması Şekil 9.10'da gösterilmiştir. Yukarıdaki bağıntılar, yoğunlaşmanın başladığı noktadan itibaren geçerli olduğu için, karşılaştırmada sadece girişteki kuruluk derecesinin 1'e çok yakın olduğu deneysel sonuçlar dikkate alınmıştır.



Şekil 9.10: Deney Sonuçlarının Düzlem Levha Modeli İle Karşılaştırılması

Şekil 9.10'dan da anlaşılacağı üzere; kanallar içerisinde zorlanmış taşınım yoluyla gerçekleştirilen yoğunlaşmaya ait deneysel sonuçların, yoğunlaşmanın durgun buhar ortamında gerçekleştiği düzlem levha modeli ile pek uyum sağlamadığı görülmüştür.

10. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Çeşitli geometrilere sahip düşey kanallar içerisinde gerçekleşen R134a yoğuşmasının deneysel incelendiği bu çalışmada; çeşitli doyma sıcaklıklarında ve çeşitli kütle akımlarında gerçekleşen yoğuşmada ortalama ısı taşınım katsayısı, ortalama Nu_i sayısı, sürtünme kaynaklı basınç düşümü ve sürtünme katsayısı için çeşitli grafikler elde edilmiştir. Elde edilen grafikler incelendiği zaman; kanal geometrisinin ve yoğuşma şartlarının hem ısı performans hem de basınç düşümü üzerindeki etkisi bağlamında şu değerlendirmelere rahatlıkla varılabilmektedir:

- Kanallar içerisindeki ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren Şekil 8.1 ve Şekil 8.2, silindirik ünite hariç tutularak incelendiği zaman; aynı kütle akımı için en büyük ısı taşınım katsayısının, hidrolik çapı en düşük olan 14-girişli kanalda elde edildiği görülmektedir. Bu durum, ısı geçişi açısından kompaktlığın önemini bir kez daha ortaya çıkarmaktadır.
- Ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren bu grafikler incelendiği zaman, ortalama kuruluk derecesinin azalması ile ortalama ısı taşınım katsayısının belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir.
- Ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren grafikler birbirleriyle karşılaştırıldığında, aynı kütle akımı için doyma sıcaklığı arttıkça ortalama ısı taşınım katsayısının belirgin bir şekilde arttığı görülmektedir.
- R134a yoğuşmasında kanallar içerisindeki $\overline{Nu_i} - Re_{eş}$ değişimini gösteren Şekil 8.3-8.7'deki grafikler incelendiğinde bütün kanallar için geçerli olmak üzere; $Re_{eş}$ sayısı artarken ortalama Nu sayısının da arttığı görülür.
- Yine, $\overline{Nu_i} - Re_{eş}$ değişimini gösteren şekiller incelendiğinde yine bütün kanallar için geçerli olmak üzere; aynı kütle akımı için, yoğuşma sıcaklığı artarken ortalama Nu sayısının da arttığı görülebilir.

- Yoğuşmada sürtünme kaynaklı basınç düşümünün ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren Şekil 8.8-8.12'deki grafikler incelendiği zaman, kanal içerisindeki ortalama kuruluk derecesinin azalması ile basınç düşümünün az da olsa arttığı görülmektedir.
- Yoğuşma esnasında iki fazlı sürtünme katsayısının $Re_{eş}$ sayısı ile değişimini gösteren Şekil 8.13-8.17'deki grafikler incelendiği zaman doğal olarak, $Re_{eş}$ sayısının azalması ile sürtünme katsayısının, Moody diyagramındakine benzer olarak arttığı görülmektedir.
- Yine yoğuşma esnasında iki fazlı sürtünme katsayısının $Re_{eş}$ sayısı ile değişimini gösteren Şekil 8.13-8.20'deki grafikler incelendiği zaman, doyma sıcaklığının artması ile sürtünme faktörünün arttığı görülmektedir.
- Deneysel verilerden hareketle $\overline{Nu}_i - Re_{eş}$ değişimi için elde edilen korelasyon, literatürde yaygın bir şekilde yer alan Akers vd, Cavallini ve Zecchin ve Shah korelasyonları ile karşılaştırılmış ve bu korelasyonun, Cavallini ve Zecchin ile Shah tarafından geliştirilen korelasyonlar ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştür.

Ayrıca; sıvı fazdaki suyun adyabatik akışına ait deneylerden elde edilen grafikler incelendiği zaman aşağıdaki sonuçlara ulaşılabılır. Buna göre:

- Şekil 8.21 incelendiğinde; aynı Re_s sayısı için, kanal hidrolik çapı küçüldükçe sürtünme kaynaklı basınç düşümünde hissedilir bir büyüme görülmektedir. Yine Şekil 8.21 incelendiğinde; birim boy için aynı Re sayısına karşılık, 3-girişli kanala oranla 14-girişli kanalda yaklaşık 60 misline varan bir basınç düşümünün gerçekleştiği görülmektedir.
- Sürtünme katsayısının Re_s sayısı ile değişimini gösteren Şekil 8.22 incelendiğinde; bütün kanalların, laminar akış için teoriden elde edilen klasik bağıntıya, değişimin karakteri açısından uyum sağladığı görülür. Bununla birlikte; bu uyumun 14-girişli kanalda en iyi şekilde ortaya çıktığı görülmektedir. Buna neden olarak; kanalın kare kesite sahip oluşu ve diğer kanallara oranla yoğuşma deneylerinde daha az kullanılmış olması gösterilebilir.
- Silindirik kanal için elde edilen sonuçların, laminar akış bölgesinde teoriden elde edilen klasik bağıntıya, türbülanslı bölge için de Blasius tarafından elde edilen bağıntıya uyum sağladığı görülür.

- Laminer akış için teoriden elde edilen klasik bağıntıdan sapmaların, akışın tam gelişmemiş olmasından, kanallardaki pürüzlülüktən ve kanalların yoğuşma deneylerinde kullanılması nedeniyle oluşan kirlenmelerden ileri geldiği söylenebilir. Tam gelişmemiş akış koşullarını elimine edebilmek için ölçümlerin, kanalların tam giriş ve çıkışlarında yapılmaması sağlanmalıdır.

Son olarak belirsizlik analizi sonucu elde edilen tablolar incelendiğinde aşağıdaki sonuçlara varılabilir:

- Sıralama itibariyle en son hesaplanan parametreler, iç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısı ile Nu sayısı olduğuna göre en büyük belirsizlik değerleri bu parametrelerde ortaya çıkacaktır.
- Tanımı gereği; iç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısı ile Nu sayısına ait belirsizlik değerlerinin yüzde olarak eşit çıkması gerektiği hususuna dikkat edilmelidir.
- İç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısına ve Nu sayısına ait en büyük belirsizlik değerinin, 3-girişli kanalda ortaya çıktığı ve bu değerin $\% \pm 24.093$ olduğu görülmektedir. Ancak bu değer ve bu değere yaklaşık bir kaç değer, az sayıda deneyde görülmektedir. Buna karşılık ortalama belirsizlik değerleri, bu değerlerin çok altında olup yaklaşık olarak $\% \pm 10-12$ arasındadır. Bu değerler ise, kabul edilebilir sınırlar içerisinde yer almaktadır.
- Yukarıdaki bu maksimum belirsizlik değerine, soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın çok küçük değerde olması neden olmaktadır. Bu yüzden bu sıcaklıkların ölçülmesinde kullanılan sıcaklıkölçerlerin seçiminde özellikle büyük özen gösterilmelidir.

Deneylerde genel olarak oldukça küçük debilerde (1-2 g/s) çalışıldığı için, hesaplanan parametrelere ait belirsizlik değerleri nispeten büyük çıkmıştır. Soğutucu akışkan debisinin artırılması yoluyla bu belirsizlik değerleri azaltılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Onbaşıoğlu, S. U.**, 2003. Soğutucu Üretiminde Mikro Kanal Teknolojisine Doğru, *Termodinamik (Aylık Bilimsel Sektör Dergisi)*, Yıl:12, Sayı:133, 88-97, Eylül.
- [2] **Carey, V. P.**, 1992. Liquid-Vapor Phase Change Phenomena, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D.C.
- [3] **Rohsenow, W. M.**, 1956. Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar-Film Condensation, *Transactions of the ASME*, **November**, 1645-1648.
- [4] **Rohsenow, W. M., Webber, J. H. and Ling, A. T.**, 1956. Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent-Film Condensation, *Transactions of the ASME*, **November**, 1637-1644.
- [5] **Mills, A. F. and Seban, R. A.**, 1967. The Condensation Coefficient of Water, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **10**, 1815-1827.
- [6] **Marek, R. and Straub, J.**, 2001. Analysis of the Evaporation Coefficient and the Condensation Coefficient of Water, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **44**, 39-53.
- [7] **Rohsenow, W. M.**, 1970. Film Condensation, *Applied Mechanics Reviews*, **23**, 487-496.
- [8] **Churchill, S. W.**, 1986. Laminar Film Condensation, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **29**, 1219-1226.
- [9] **Sadasivan, P. and Lienhard, J. H.**, 1987. Sensible Heat Correction in Laminar Film Boiling and Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **May**, **109**, 545-547.
- [10] **Winterton, R. H. S.**, 2002. Simple Theory for Laminar Natural Convection Heat Transfer (and Film Boiling and Film Condensation) or Where do the Nusselt and Rayleigh Numbers Come From, *Int. J. of Mechanical Engineering Education*, **30(1)**, 1-7.
- [11] **Vargas, J. V. C. and Bejan, A.**, 1999. Optimisation of Film Condensation with Periodic Wall Cleaning, *Int. J. of Therm. Sci.*, **38**, 113-120.
- [12] **Beceran, K. and Kılıç, A.**, 1995. Theoretical Analysis of Two-Phase Closed Thermosyphon, *Bulletin of the Technical University of Istanbul*, **48**, 37-46.
- [13] **Chou, G.-H. and Chen, J.-C.**, 1999. A General Modeling for Heat Transfer During Reflux Condensation Inside Vertical Tubes Surrounded by Isothermal Fluid, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **42**, 2299-2311.

- [14] **Kim, S. J. and No, H. C.**, 2000. Turbulent Film Condensation of High Pressure Steam in a Vertical Tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **43**, 4031-4042.
- [15] **Sun, G. and Hewitt, G. F.**, 2001. Evaporation and Condensation of Steam-Water in a Vertical Tube, *Nuclear Engineering and Design*, **207**, 137-145.
- [16] **Thumm, S., Philipp, Ch. and Gross, U.**, 2001. Film Condensation of Water in a Vertical Tube with Countercurrent Vapour Flow, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 4245-4256.
- [17] **Pan, Y.**, 2001. Condensation Characteristics Inside a Vertical Tube Considering the Presence of Mass Transfer, Vapor Velocity and Interfacial Shear, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 4475-4482.
- [18] **No, H. C. and Park, H. S.**, 2002. Non-Iterative Condensation Modeling for Steam Condensation with Non-Condensable Gas in a Vertical Tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **45**, 845-854.
- [19] **Park, I. S. and Choi, D. H.**, 2001. Heat and Mass Transfer Analysis for the Condensing Film Flow Along a Vertical Grooved Tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 4277-4285.
- [20] **Du, X.-Z. and Wang, B.-X.**, 2003. Study on Transport Phenomena for Flow Film Condensation in Vertical Mini-Tube with Interfacial Waves, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 2095-2101.
- [21] **Seban, R. A. and Hodgson, J. A.**, 1982. Laminar Film Condensation in a Tube with Upward Vapor Flow, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **25(9)**, 1291-1300.
- [22] **Fiedler, S. and Auracher, H.**, 2004. Pressure Drop During Reflux Condensation of R134a in a Small Diameter Tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **28**, 139-144.
- [23] **Shah, M. M.**, 1979. A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **22**, 547-556.
- [24] **Wang, B.-X. and Du, X.-Z.**, 2000. Study on Laminar Film-Wise Condensation for Vapor Flow in an Inclined Small/Mini-Diameter Tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **43**, 1859-1868.
- [25] **Yang, C.-Y. and Shieh, C.-C.**, 2001. Flow Pattern of Air-water and Two-phase R134a in Small Circular Tubes, *Int. J. of Multiphase Flow*, **27**, 1163-1177.
- [26] **Due, X. Z. and Zhao, T. S.**, 2003. Analysis of Film Condensation Heat Transfer Inside a Vertical Micro Tube with Consideration of the Meniscus Draining Effect, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 4669-4679.
- [27] **Rufer, C. E. and Kezios, S. P.**, 1966. Analysis of Two-Phase, One-Component Stratified Flow With Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **August**, 265-275.

- [28] **Soliman, M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J.,** 1968. A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **May**, 267-276.
- [29] **Jung, D., Chae, S., Bae, D. and Oho, S.,** 2004. Condensation Heat Transfer Coefficients of Flammable Refrigerants, *Int. J. of Refrigeration*, **27**, 314-317.
- [30] **Shang, D.-Y. and Wang, B.,** 1997. An Extended Study on Steady-State Laminar Film Condensation of a Superheated Vapor on an Isothermal Vertical Plate, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **40(4)**, 931-941.
- [31] **Poots, G. and Miles, R. G.,** 1967. Effects of Variable Physical Properties on Laminar Film Condensation of Saturated Steam on a Vertical Flat Plate, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **10**, 1677-1692.
- [32] **Stuhltrager, E., Naridomi, Y., Miyara, A. and Uehara, H.,** 1993. Flow Dynamics and Heat Transfer of a Condensate Film on a Vertical Wall-I. Numerical Analysis and Flow Dynamics, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **36(6)**, 1677-1686.
- [33] **Stuhltrager, E., Miyara, A. and Uehara, H.,** 1995. Flow Dynamics and Heat Transfer of a Condensate Film on a Vertical Wall-II. Flow Dynamics and Heat Transfer, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **38(15)**, 2715-2722.
- [34] **Chen, M. M.,** 1961. An Analytical Study of Laminar Film Condensation: Part I-Flat Plates, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **February**, 48-54.
- [35] **Koh, J. C. Y., Sparrow, E. M. and Hartnett, J. P.,** 1961. The Two Phase Boundary Layer in Laminar Film Condensation, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **2**, 69-82.
- [36] **Koh, J. C. Y.,** 1961. An Integral Treatment of Two-Phase Boundary Layer in Film Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **August**, 359-362.
- [37] **Sparrow, E. M. and Gregg, J. L.,** 1959. A Boundary-Layer Treatment of Laminar Film Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **February**, 13-18.
- [38] **Yang, K.-T.,** 1966. Laminar Film Condensation on a Vertical Nonisothermal Plate, *J. of Applied Mechanics*, **March**, 203-205.
- [39] **Brouwers, H. J. H.,** 1989. Film Condensation on Non-isothermal Vertical Plates, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **32(4)**, 655-663.
- [40] **Park, S. K., Kim, M. H. and Yoo, K. J.,** 1996. Condensation of Pure Steam and Steam-Air Mixture with Surface Waves of Condensate Film on a Vertical Wall, *Int. J. of Multiphase Flow*, **22(5)**, 893-908.
- [41] **Slegers, L. and Seban, R. A.,** 1970. Laminar Film Condensation of Steam Containing Small Concentrations of Air, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **13**, 1941-1947.
- [42] **Denny, V. E. and Jusionis, V. J.,** 1972. Effects of Noncondensable Gas and Forced Flow on Laminar Film Condensation, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **15**, 315-326.

- [43] **Al-Diwany, H. K. and Rose, J. W.**, 1973. Free Convection Film Condensation of Steam in the Presence of Non-condensing Gases, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **16**, 1359-1369.
- [44] **Sparrow, E. M. and Lin, S. H.**, 1964. Condensation Heat Transfer in the Presence of a Noncondensable Gas, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **August**, 430-436.
- [45] **Minkowycz, W. J. and Sparrow, E. M.**, 1966. Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **9**, 1125-1144.
- [46] **Denny, V. E. and Mills, A. F.**, 1969. Nonsimilar Solutions for Laminar Film Condensation on a Vertical Surface, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **12**, 965-979.
- [47] **Miyara, A.**, 2001. Flow Dynamics and Heat Transfer of Wavy Condensate Film, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **123**, 492-500.
- [48] **Marschall, E. and Lee, C. Y.**, 1973. Stability of Condensate Flow Down a Vertical Wall, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **16**, 41-48.
- [49] **Ünsal, M. and Thomas, W. C.**, 1978. Linearized Stability Analysis of Film Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **November**, **100**, 629-634.
- [50] **Ünsal, M. and Thomas, W. C.**, 1980. Nonlinear Stability of Film Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **August**, **102**, 483-488.
- [51] **Al-Nimr, M. A. and AlKam, M. K.**, 1997. Film Condensation on a Vertical Plate Imbedded in a Porous Medium, *Applied Energy*, **56(1)**, 47-57.
- [52] **Kutateladze, S. S. and Gogonin, I. I.**, 1979. Heat Transfer in Film Condensation of Slowly Moving Vapour, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **22**, 1593-1599.
- [53] **Zhao, T. S. and Liao, Q.**, 2002. Theoretical Analysis of Film Condensation Heat Transfer Inside Vertical Mini Triangular Channels, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **45**, 2829-2842.
- [54] **Narain, A., Yu, G. and Liu, Q.**, 1997. Interfacial Shear Models and Their Required Asymptotic Form for Annular/Stratified Film Condensation Flows in Inclined Channels and Vertical Pipes, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **40(15)**, 3559-3575.
- [55] **Panday, P. K.**, 2003. Two-Dimensional Turbulent Film Condensation of Vapours Flowing inside a Vertical Tube and Between Parallel Plates: a Numerical Approach, *Int. J. of Refrigeration*, **26**, 492-503.
- [56] **Coleman, J. W. and Garimella, S.**, 2003. Two-Phase Flow Regimes in Round, Square and Rectangular Tubes During Condensation of Refrigerant R134a, *Int. J. of Refrigeration*, **26**, 117-128.
- [57] **Coleman, J. W. and Garimella, S.**, 1999. Characterization of Two-Phase Flow Patterns in Small Diameter Round and Rectangular Tubes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **42**, 2869-2881.

- [58] **Yan, Y. Y., Lio, H.-C. and Lin, T-F.**, 1999. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R134a in a Plate Heat Exchanger, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **42**, 993-1006.
- [59] **Sarma, P. K., Chary, S. P. and Rao, V. D.**, 1988. Condensation on a Vertical Plate Fin of Variable Thickness, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **31(9)**, 1941-1944.
- [60] **Chen, H.-T., Lan, Z. and Wang, T.**, 1994. Study of Conjugate Conduction-Laminar Film Condensation for a Vertical Plate Fin, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **37(16)**, 2592-2597.
- [61] **Chen, H.-T., Chang, S.-M. and Lan, Z.**, 1998. Effect of Noncondensable Gas on Laminar Film Condensation Along a Vertical Plate Fin, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, **19**, 374-381.
- [62] **Dhir, V. and Lienhard, J.**, 1971. Laminar Film Condensation on Plane and Axisymmetric Bodies in Nonuniform Gravity, *J. of Heat Transfer*, **February**, 97-100.
- [63] **Sparrow, E. M. and Siegel, R.**, 1959. Transient Film Condensation, *Transactions of the ASME, J. of Applied Mechanics*, **March**, 120-121.
- [64] **Chung, P. M.**, 1963. Unsteady Laminar Film Condensation on Vertical Plate, *Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer*, **February**, 63-70.
- [65] **Trevino, C. and Mendez, F.**, 1996. Transient Conjugate Condensation Process on a Vertical Plate with Finite Thermal Inertia, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **39(11)**, 2221-2230.
- [66] **Yang, C-Y. and Webb, R. L.**, 1996. Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-Fins, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **39(4)**, 791-800.
- [67] **Yang, C-Y. and Webb, R. L.**, 1996. Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-Fins, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **39(4)**, 801-809.
- [68] **Koyama, S., Kuwahara, K., Nakashita, K. and Yamamoto, K.**, 2003. An Experimental Study on Condensation of Refrigerant R134a in a Multi-port Extruded Tube, *Int. J. of Refrigeration*, **26(4)**, 425-432.
- [69] **Zhao, Y., Ohadi, M. M. and Frana, F. H. R.**, 2003. Experimental Heat Transfer Coefficients of CO₂ in a Microchannel Evaporator *ASHRAE Transactions, Symposia*, 533-541.
- [70] **Pettersen, J.**, 2003. Two-Phase Flow Pattern, Heat Transfer, and Pressure Drop in Microchannel Vaporization of CO₂, *ASHRAE Transactions, Symposia*, 523-532.
- [71] **Newell, T. A. and Hrnjak, P. S.**, 2003. Void Fraction and Pressure Drop in Microchannels, *ACRC, FY03 Annual Report*, Project Number **131**, **August**.
- [72] **Newell, T. A. and Hrnjak, P. S.**, 2003. Flow Distribution and Pressure Drop in Microchannel Manifolds, *ACRC, FY03 Annual Report*, Project Number **138**, **August**.

- [73] **Nino, V. G., Payne, W., Hrnjak, P. S., Newell, T. A. and Infante Ferreira, C. A.,** 2001. Two Phase Pressure Drop in Microchannels, *IIF-IIR-Commission B1*, Paderborn, Germany.
- [74] **Nino, V. G., Payne, W., Hrnjak, P. S. and Newell, T. A.,** 2002. Two-Phase Flow Visualization of R134A in a Multi-Port Microchannel Tube.
- [75] **Nino, V. G., Hrnjak, P. S. and Newell, T. A.,** 2002. Analysis of Void Fraction in Microchannels, Proceedings of the 9th International Refrigeration Conference, Purdue University, W. Lafayette, **July**.
- [76] **Genceli, O. F.,** 2002. Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [77] **Incropera, F. P. ve DeWitt D. P.,** 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (Dördüncü basımdan çeviri, Çevirenler: **Derbentli, T. vd.**), Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [78] **Henstock, W. H. ve Hanratty T. J.,** November 1976. The Interfacial Drag and the Height of the Wall Layer in Annular Flows, *AIChE Journal*, **22**, 990-1000.
- [79] **Kays, W. M. and London A. L.,** 1984. Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [80] **Collier, J. G.,** 1981. Convective Boiling and Condensation, Second Edition, McGraw-Hill Inc. Great Britain.
- [81] **White, F. M.,** Ocak 2004. Akışkanlar Mekaniği, (Dördüncü basımdan çeviri, Çevirenler: **Kırkköprü, K. ve Ayder, E.**), Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [82] **Ma, X., et al.,** 2004. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Condensation of R113 in a Vertical Micro-Finned Tube with Wire Insert, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **31(5)**, 619-627.
- [83] **Han, D. and Lee, K.-J.,** 2005. Experimental Study on Condensation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop Penalty Factors in Four Microfin Tubes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **48**, 3804-3816.
- [84] **Genceli, O. F.,** 2000. Ölçme Tekniği (Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri), Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [85] **Kakaç, S.,** 1991. Boilers, Evaporators, and Condensers, John Wiley & Sons Inc., United States of America.
- [86] **Kakaç, S.,** 1998. Heat Exchangers, *Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press LLC, United States of America.
- [87] **Jokar, A., Hosni, M. H. and Eckels, S. J.,** 2006. Dimensional Analysis on the Evaporation and Condensation of Refrigerant R-134a in Minichannel Plate Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 2287-2300.

EKLER

EK A: BELİRSİZLİK ANALİZİ SONUÇLARI

Tablo A.1: 3-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	U_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{U_d}$ (%)	h_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_d}$ (%)	h_i [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$m \in [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.908	1.935	432.459	3.640	862.879	4.631	797.572	8.720	48.037	8.720
	0.804	1.964	350.117	4.353	699.151	5.483	645.883	10.365	38.901	10.365
	0.652	1.871	231.557	5.763	462.800	6.915	427.202	13.492	25.730	13.492
	0.544	1.925	153.175	7.917	306.260	8.927	282.555	18.213	17.018	18.213
	0.461	2.089	121.167	10.558	242.288	11.532	223.488	24.093	13.460	24.093
$m \in [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.922	2.055	448.059	3.641	893.848	4.646	826.283	8.737	52.855	8.737
	0.815	2.098	422.007	3.990	842.116	5.099	778.327	9.568	49.788	9.568
	0.688	2.097	353.042	4.325	704.972	5.452	651.273	10.302	41.660	10.302
	0.558	2.152	256.554	5.088	512.681	6.184	473.325	11.961	30.277	11.961
	0.430	2.267	224.143	5.683	448.001	6.782	413.521	13.283	26.452	13.283
$m \in 1.5 [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.955	1.307	555.144	3.626	1105.981	4.688	1023.107	8.779	61.620	8.779
	0.884	1.331	456.871	4.132	911.336	5.326	842.499	9.947	50.743	9.947
	0.806	1.348	377.018	4.782	752.682	6.099	695.460	11.439	41.887	11.439
	0.720	1.338	332.798	5.761	664.665	7.288	613.954	13.726	36.978	13.726
	0.643	1.358	322.502	6.440	644.156	8.135	594.969	15.333	35.834	15.333
	0.562	1.381	299.805	6.713	598.930	8.403	553.112	15.929	33.313	15.929
$m \in 1.5 [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.947	1.381	541.119	3.541	1078.244	4.563	997.356	8.559	63.798	8.559
	0.870	1.399	484.044	3.923	965.227	5.061	892.480	9.458	57.090	9.458
	0.785	1.406	402.757	4.260	803.864	5.441	742.878	10.205	47.520	10.205
	0.698	1.431	309.043	4.722	617.341	5.878	570.150	11.191	36.471	11.191
	0.606	1.465	247.439	5.376	494.495	6.507	456.507	12.620	29.202	12.620
	0.533	1.511	207.452	6.019	414.678	7.102	382.721	14.022	24.482	14.022
$m \in 2 [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.848	1.011	561.106	3.523	1117.764	4.547	1034.048	8.529	62.279	8.529
	0.801	1.027	523.673	4.113	1043.727	5.350	965.317	9.960	58.140	9.960
	0.744	1.032	505.502	4.741	1007.748	6.200	931.929	11.489	56.129	11.489
	0.685	1.051	454.603	5.232	906.835	6.817	838.325	12.635	50.491	12.635
	0.637	1.072	437.438	5.983	872.765	7.804	806.737	14.443	48.589	14.443
	0.599	1.094	391.287	6.181	781.061	7.982	721.750	14.848	43.470	14.848
$m \in 2 [g/s] ; T_{d \in 2} [^{\circ}C]$	0.876	1.050	610.005	3.613	1214.295	4.690	1123.711	8.786	71.881	8.786
	0.787	1.044	495.220	3.985	987.377	5.155	913.028	9.622	58.404	9.622
	0.753	1.088	463.481	4.173	924.451	5.389	854.660	10.056	54.671	10.056
	0.698	1.115	339.330	4.657	677.672	5.863	625.995	11.083	40.043	11.083
	0.629	1.135	228.111	5.608	455.921	6.708	420.843	13.117	26.920	13.117
	0.569	1.166	198.087	6.364	395.977	7.460	365.438	14.797	23.376	14.797
Maks.	0.955	2.267	610.005	10.558	1214.295	11.532	1123.711	24.093	71.881	24.093

Tablo A.2: 5-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	U_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{U_d}$ (%)	h_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_d}$ (%)	h_i [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$m_{\pm 1} [g/s]; T_{i\pm 32} [^{\circ}C]$	0.955	1.936	635.315	3.639	1265.384	4.714	913.094	9.211	41.768	9.211
	0.834	1.930	538.939	4.094	1074.670	5.299	775.013	10.313	35.452	10.313
	0.745	1.941	490.569	4.731	978.718	6.125	705.605	11.895	32.277	11.895
	0.638	2.011	383.703	5.610	766.245	7.126	552.057	13.972	25.253	13.972
	0.522	2.071	312.961	6.490	625.292	8.048	450.306	16.020	20.598	16.020
$m_{\pm 1} [g/s]; T_{i\pm 42} [^{\circ}C]$	0.938	2.005	761.564	3.618	1514.104	4.711	1093.420	9.233	53.122	9.233
	0.825	2.056	639.607	3.926	1273.856	5.116	919.232	9.956	44.659	9.956
	0.718	2.129	551.170	4.196	1098.907	5.446	792.552	10.583	38.505	10.583
	0.592	2.197	419.932	4.568	838.343	5.818	604.137	11.400	29.351	11.400
	0.456	2.262	365.514	4.898	730.025	6.157	525.901	12.157	25.550	12.157
$m_{\pm 1.5} [g/s]; T_{i\pm 32} [^{\circ}C]$	0.950	1.313	791.287	3.667	1572.464	4.784	1135.772	9.379	51.954	9.379
	0.884	1.329	757.691	4.181	1506.499	5.503	1087.902	10.703	49.764	10.703
	0.808	1.341	657.448	4.664	1309.082	6.147	944.756	11.879	43.216	11.879
	0.714	1.344	602.241	5.269	1200.010	6.950	865.743	13.386	39.602	13.386
	0.643	1.372	476.158	5.903	950.102	7.683	684.913	14.856	31.330	14.856
	0.563	1.392	384.297	6.472	767.429	8.251	552.911	16.136	25.292	16.136
$m_{\pm 1.5} [g/s]; T_{i\pm 42} [^{\circ}C]$	0.915	1.365	784.201	3.537	1558.554	4.599	1125.676	9.035	54.689	9.035
	0.837	1.379	657.204	3.825	1308.598	4.981	944.405	9.706	45.882	9.706
	0.776	1.401	588.015	4.086	1171.864	5.317	845.363	10.332	41.070	10.332
	0.688	1.435	438.706	4.488	875.679	5.737	631.116	11.219	30.661	11.219
	0.615	1.454	433.280	4.774	864.890	6.112	623.319	11.937	30.283	11.937
$m_{\pm 2} [g/s]; T_{i\pm 32} [^{\circ}C]$	0.844	1.010	907.697	3.626	1800.172	4.729	1301.170	9.344	59.520	9.344
	0.766	1.000	778.023	4.087	1546.432	5.373	1116.878	10.471	51.090	10.471
	0.742	1.041	768.139	4.490	1527.024	5.935	1102.794	11.516	50.445	11.516
	0.688	1.061	667.230	5.066	1328.383	6.706	958.742	12.927	43.856	12.927
	0.630	1.074	619.757	5.695	1234.641	7.545	890.825	14.501	40.749	14.501
$m_{\pm 2} [g/s]; T_{i\pm 42} [^{\circ}C]$	0.885	1.082	816.044	3.559	1620.997	4.634	1171.005	9.113	56.891	9.113
	0.821	1.093	713.313	3.869	1419.203	5.058	1024.582	9.859	49.777	9.859
	0.741	1.104	618.613	4.053	1232.377	5.285	889.185	10.269	43.199	10.269
	0.673	1.123	461.343	4.395	920.671	5.640	663.635	11.009	32.241	11.009
	0.616	1.150	446.055	4.807	890.288	6.175	641.674	12.037	31.174	12.037
Maks.	0.955	2.262	907.697	6.490	1800.172	8.251	1301.170	16.136	59.520	16.136

Tablo A.3: 6-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	U_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{U_d}$ (%)	h_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_d}$ (%)	h_i [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$m \pm 1$ [g/s] ; $T_{i \pm 32}$ [°C]	0.911	1.898	1047.680	3.647	2083.356	4.751	1937.057	8.909	37.658	8.909
	0.792	1.926	871.518	4.166	1736.110	5.443	1613.077	10.120	31.360	10.120
	0.685	1.959	768.537	4.765	1532.318	6.225	1423.149	11.537	27.667	11.537
	0.578	2.030	610.772	5.479	1219.155	7.056	1131.590	13.150	21.999	13.150
	0.455	2.089	530.211	6.295	1058.857	8.007	982.491	15.025	19.101	15.025
$m \pm 1$ [g/s] ; $T_{i \pm 42}$ [°C]	0.955	2.029	1084.575	3.594	2155.829	4.679	2004.731	8.792	41.393	8.792
	0.875	2.042	994.891	3.933	1979.488	5.146	1840.101	9.601	37.994	9.601
	0.743	2.048	813.943	4.186	1622.238	5.451	1506.933	10.139	31.115	10.139
	0.620	2.105	628.999	4.462	1255.386	5.716	1165.303	10.697	24.061	10.697
	0.513	2.212	559.728	4.834	1117.615	6.139	1037.133	11.540	21.414	11.540
$m \pm 1.5$ [g/s] ; $T_{i \pm 32}$ [°C]	0.946	1.324	1141.780	3.593	2268.044	4.681	2109.553	8.813	41.012	8.813
	0.865	1.330	969.348	4.085	1929.176	5.355	1793.152	9.968	34.861	9.968
	0.774	1.324	843.621	4.727	1680.958	6.209	1561.662	11.491	30.360	11.491
	0.695	1.345	653.205	5.351	1303.487	6.932	1210.068	12.879	23.525	12.879
	0.611	1.376	562.265	6.078	1122.665	7.780	1041.830	14.544	20.254	14.544
	0.532	1.415	501.167	6.863	1001.013	8.683	928.712	16.345	18.055	16.345
$m \pm 1.5$ [g/s] ; $T_{i \pm 42}$ [°C]	0.927	1.369	1160.222	3.570	2304.155	4.650	2143.295	8.764	44.254	8.764
	0.869	1.399	1010.851	3.794	2010.906	4.954	1869.424	9.262	38.599	9.262
	0.789	1.425	875.041	4.057	1743.067	5.294	1619.564	9.852	33.440	9.852
	0.700	1.448	727.159	4.404	1450.287	5.709	1346.742	10.624	27.807	10.624
	0.608	1.478	655.921	4.744	1308.882	6.119	1215.090	11.405	25.089	11.405
	0.521	1.532	505.604	5.162	1009.850	6.491	936.927	12.273	19.345	12.273
Maks.	0.955	2.212	1160.222	6.863	2304.155	8.683	2143.295	16.345	44.254	16.345

Tablo A.4: 14-Girişli Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	U_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{U_d}$ (%)	h_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_d}$ (%)	h_i [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$m_{\pm 1} [g/s] ; T_{\pm 32} [^{\circ}C]$	0.998	1.904	1294.143	3.572	2565.743	4.653	1806.817	8.827	23.417	8.827
	0.818	1.910	1167.290	4.031	2318.003	5.300	1631.473	9.929	21.145	9.929
	0.700	1.954	1049.931	4.602	2087.778	6.088	1468.696	11.300	19.035	11.300
	0.583	2.021	858.483	5.128	1710.344	6.765	1202.190	12.491	15.581	12.491
	0.471	2.061	744.791	5.655	1485.252	7.419	1043.462	13.699	13.524	13.699
$m_{\pm 1} [g/s] ; T_{\pm 42} [^{\circ}C]$	0.988	2.038	1185.645	3.630	2353.912	4.736	1739.009	8.507	23.938	8.507
	0.815	2.067	1073.241	3.949	2133.573	5.179	1501.061	9.680	20.662	9.680
	0.683	2.063	898.371	4.137	1789.154	5.411	1257.801	10.064	17.314	10.064
	0.564	2.136	732.857	4.387	1461.587	5.688	1026.783	10.586	14.134	10.586
	0.447	2.241	598.403	4.793	1194.557	6.130	838.702	11.477	11.545	11.477
$m_{\pm 1.5} [g/s] ; T_{\pm 32} [^{\circ}C]$	0.983	1.286	1583.218	3.722	3125.375	4.843	2203.611	9.339	28.560	9.339
	0.863	1.304	1366.737	4.191	2706.947	5.520	1906.843	10.429	24.714	10.429
	0.797	1.325	1301.757	4.829	2580.566	6.413	1817.315	12.008	23.554	12.008
	0.729	1.349	1154.070	5.212	2292.114	6.944	1613.160	12.883	20.908	12.883
	0.653	1.364	1011.672	5.736	2012.526	7.647	1415.525	14.095	18.346	14.095
$m_{\pm 1.5} [g/s] ; T_{\pm 42} [^{\circ}C]$	0.981	1.373	1543.209	3.580	3048.331	4.648	2148.927	8.958	29.580	8.958
	0.873	1.390	1346.547	3.801	2667.702	4.975	1879.036	9.432	25.865	9.432
	0.793	1.392	1202.838	4.085	2387.535	5.376	1680.667	10.081	23.135	10.081
	0.696	1.411	1060.721	4.325	2108.976	5.703	1483.677	10.614	20.423	10.614
	0.605	1.440	907.041	4.539	1806.274	5.971	1269.884	11.065	17.480	11.065
Maks.	0.998	2.241	1583.218	5.736	3048.331	7.647	2203.611	14.095	29.580	14.095

Tablo A.5: Silindirik Kanal İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	U_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{U_d}$ (%)	h_d [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_d}$ (%)	h_i [W/m ² ·K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 32$ [°C]	0.916	1.934	1267.076	3.940	2530.920	4.879	3762.938	9.718	157.785	9.718
	0.812	1.988	1154.811	4.691	2307.173	5.786	3417.008	11.504	143.280	11.504
	0.679	1.962	1037.109	5.612	2072.445	6.852	3056.965	13.659	128.183	13.659
	0.573	2.016	924.211	6.619	1847.166	7.965	2714.142	15.976	113.808	15.976
	0.466	2.045	799.808	7.812	1598.801	9.200	2339.243	18.658	98.088	18.658
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 42$ [°C]	0.949	2.027	1349.274	3.835	2694.644	4.778	4017.774	9.509	178.929	9.509
	0.826	2.038	1147.258	4.307	2292.115	5.289	3393.823	10.546	151.142	10.546
	0.691	2.042	1109.960	4.597	2217.746	5.634	3279.494	11.233	146.050	11.233
	0.574	2.103	980.548	5.167	1959.597	6.241	2884.904	12.511	128.477	12.511
	0.470	2.227	948.110	5.486	1894.863	6.602	2786.505	13.253	124.095	13.253
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 32$ [°C]	0.961	1.300	1321.412	3.791	2639.158	4.707	3931.247	9.378	164.843	9.378
	0.898	1.323	1196.898	4.461	2391.072	5.518	3546.408	10.967	148.706	10.967
	0.808	1.313	1058.425	5.359	2114.964	6.556	3121.968	13.062	130.908	13.062
	0.731	1.334	984.185	6.199	1966.855	7.525	2895.950	15.033	121.431	15.033
	0.662	1.352	876.856	7.192	1752.641	8.590	2571.083	17.292	107.809	17.292
	0.589	1.388	812.055	8.400	1623.259	9.924	2376.020	20.089	99.630	20.089
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 42$ [°C]	0.930	1.362	1417.002	3.692	2829.481	4.613	4228.740	9.186	188.324	9.186
	0.853	1.384	1239.570	4.070	2476.111	5.036	3677.950	10.025	163.795	10.025
	0.783	1.415	1219.980	4.508	2437.072	5.593	3617.515	11.102	161.104	11.102
	0.703	1.442	1093.774	4.845	2185.467	5.937	3229.963	11.831	143.844	11.831
	0.616	1.463	971.187	5.439	1940.916	6.570	2856.486	13.165	127.212	13.165
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 32$ [°C]	0.858	1.012	1436.084	3.686	2867.465	4.612	4288.349	9.183	179.816	9.183
	0.804	1.025	1247.351	4.388	2491.618	5.454	3701.979	10.825	155.229	10.825
	0.758	1.042	1198.055	5.004	2393.376	6.219	3549.967	12.319	148.855	12.319
	0.690	1.057	1097.371	5.775	2192.642	7.117	3240.967	14.126	135.898	14.126
	0.623	1.069	975.245	6.786	1949.015	8.239	2868.804	16.451	120.293	16.451
	0.567	1.091	948.633	7.449	1895.908	9.017	2788.091	18.025	116.909	18.025
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{ort}} \approx 42$ [°C]	0.871	1.066	1492.101	3.737	2978.922	4.699	4463.719	9.346	198.789	9.346
	0.816	1.089	1356.986	4.094	2709.999	5.124	4041.749	10.166	179.997	10.166
	0.743	1.098	1312.434	4.405	2621.273	5.511	3903.393	10.917	173.835	10.917
	0.685	1.122	1167.212	4.718	2331.894	5.830	3455.098	11.582	153.871	11.582
	0.627	1.155	1016.888	5.256	2032.104	6.388	2995.379	12.766	133.397	12.766
	0.563	1.192	961.097	5.631	1920.781	6.796	2825.875	13.621	125.849	13.621
Maks.	0.961	2.227	1492.101	8.400	2978.922	9.924	4463.719	20.089	198.789	20.089

EK B: DENEYLERDEKİ KÜTLESEL DEBİ ve KÜTLESEL AKI DEĞERLERİ

Tablo B.1: Deneylerdeki Kütleli Debi ve Kütleli Akı Değerleri

	3-G Kanal		5-G Kanal		6-G Kanal		14-G Kanal		Silindirik Kanal	
	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	1.013	13.126	1.011	15.602	1.031	62.485	1.019	69.959	1.013	118.438
	1.003	12.996	1.023	15.787	1.024	62.061	1.025	70.371	0.992	115.983
	1.070	13.865	1.019	15.725	1.017	61.636	1.011	69.410	1.018	119.023
	1.061	13.748	0.995	15.355	0.994	60.242	0.993	68.174	1.004	117.386
	0.992	12.854	0.987	15.231	0.997	60.424	0.996	68.380	1.014	118.555
Ort.	1.028	13.318	1.007	15.540	1.013	61.370	1.009	69.259	1.008	117.877
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	0.997	12.919	1.026	15.833	0.998	60.485	0.992	68.106	0.991	115.866
	0.989	12.815	1.014	15.648	0.999	60.545	0.995	68.312	0.998	116.684
	1.012	13.113	0.995	15.355	1.013	61.394	1.019	69.959	1.017	118.906
	1.019	13.204	0.993	15.324	1.011	61.273	1.013	69.547	1.011	118.204
	1.021	13.230	1.017	15.694	0.992	60.121	1.007	69.135	0.987	115.398
Ort.	1.008	13.056	1.009	15.571	1.003	60.764	1.005	69.012	1.001	117.012
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	1.514	19.618	1.510	23.302	1.493	90.485	1.529	104.973	1.514	177.014
	1.497	19.397	1.498	23.117	1.497	90.727	1.522	104.493	1.493	174.559
	1.493	19.346	1.496	23.086	1.521	92.182	1.506	103.394	1.521	177.833
	1.517	19.657	1.516	23.395	1.516	91.879	1.491	102.364	1.511	176.663
	1.521	19.708	1.507	23.256	1.509	91.455	1.494	102.570	1.509	176.430
	1.524	19.747	1.519	23.441	1.498	90.788	-	-	1.492	174.442
Ort.	1.511	19.579	1.508	23.266	1.506	91.253	1.508	103.559	1.507	176.157
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	1.496	19.385	1.523	23.503	1.521	92.182	1.490	102.296	1.519	177.599
	1.492	19.333	1.527	23.565	1.503	91.091	1.491	102.364	1.513	176.897
	1.506	19.514	1.516	23.395	1.495	90.606	1.508	103.532	1.494	174.676
	1.509	19.553	1.510	23.302	1.499	90.848	1.517	104.150	1.492	174.442
	1.513	19.605	1.524	23.519	1.509	91.455	1.529	104.973	1.507	176.196
	1.513	19.605	-	-	1.509	91.455	-	-	-	-
Ort.	1.505	19.499	1.520	23.457	1.506	91.273	1.507	103.463	1.505	175.962
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	2.030	26.304	2.030	31.327	-	-	-	-	2.018	235.941
	2.011	26.058	2.090	32.253	-	-	-	-	2.006	234.538
	2.014	26.097	2.010	31.019	-	-	-	-	1.991	232.784
	2.017	26.135	1.994	30.772	-	-	-	-	1.995	233.252
	1.995	25.850	1.997	30.818	-	-	-	-	2.017	235.824
	1.991	25.799	-	-	-	-	-	-	2.017	235.824
Ort.	2.010	26.040	2.024	31.238	-	-	-	-	2.007	234.694
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 2$ [°C]	2.030	26.304	1.980	30.556	-	-	-	-	2.012	235.239
	2.090	27.081	1.987	30.664	-	-	-	-	1.993	233.018
	2.015	26.109	2.015	31.096	-	-	-	-	2.019	236.058
	1.997	25.876	2.030	31.327	-	-	-	-	2.014	235.473
	2.017	26.135	2.021	31.188	-	-	-	-	1.998	233.603
	2.017	26.135	-	-	-	-	-	-	1.995	233.252
Ort.	2.028	26.274	2.007	30.966	-	-	-	-	2.005	234.441

EK C: DENEYLERDEKİ $G_{eş}$ ve α DEĞERLERİ ile $Re_{eş}$ SAYILARI

Tablo C.1: 3-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri

	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$G_{eş, g}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ort.}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ç}$ [kg/m ² s]	$Re_{eş, g}$ [-]	$Re_{eş, ort.}$ [-]	$Re_{eş, ç}$ [-]	α_g [-]	$\alpha_{ort.}$ [-]
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 32$ [°C]	1.013	13.126	66.1	49.9	33.7	1599.4	1207.5	815.7	0.990	0.921
	1.003	12.996	59.5	48.2	36.9	1438.1	1164.9	891.7	0.975	0.915
	1.070	13.865	54.0	47.5	41.0	1306.8	1148.7	990.6	0.947	0.897
	1.061	13.748	47.0	43.0	39.0	1136.3	1039.2	942.2	0.919	0.876
	0.992	12.854	39.2	36.4	33.6	948.7	880.4	812.1	0.891	0.853
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 42$ [°C]	0.997	12.919	56.3	41.8	27.3	1532.7	1138.2	743.8	0.989	0.903
	0.989	12.815	50.8	38.4	26.0	1384.3	1046.2	708.2	0.972	0.882
	1.012	13.113	45.9	36.0	26.0	1250.9	979.8	708.6	0.945	0.857
	1.019	13.204	40.0	33.2	26.3	1090.0	903.4	716.8	0.907	0.832
	1.021	13.230	33.9	28.2	22.5	923.7	768.7	613.8	0.854	0.782
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 32$ [°C]	1.514	19.618	102.9	83.0	63.1	2489.4	2007.7	1526.0	0.995	0.944
	1.497	19.397	95.7	81.1	66.5	2313.2	1960.9	1608.7	0.986	0.941
	1.493	19.346	88.7	78.0	67.3	2145.8	1887.0	1628.2	0.976	0.934
	1.517	19.657	82.6	74.5	66.5	1996.7	1802.6	1608.5	0.961	0.920
	1.521	19.708	76.1	69.1	62.1	1840.0	1671.1	1502.2	0.945	0.902
	1.524	19.747	69.1	62.7	56.3	1670.7	1516.1	1361.6	0.925	0.880
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 42$ [°C]	1.496	19.385	86.2	68.7	51.3	2347.8	1872.4	1397.0	0.993	0.928
	1.492	19.333	80.5	66.4	52.3	2192.5	1808.6	1424.8	0.981	0.919
	1.506	19.514	75.2	64.1	53.0	2048.8	1745.9	1443.1	0.966	0.907
	1.509	19.553	69.2	60.9	52.7	1885.4	1660.0	1434.7	0.947	0.893
	1.513	19.605	62.8	56.5	50.2	1711.3	1538.8	1366.2	0.922	0.871
	1.513	19.605	57.6	52.5	47.3	1570.2	1429.3	1288.5	0.898	0.850
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 32$ [°C]	2.030	26.304	125.4	104.6	83.8	3033.8	2530.5	2027.3	0.982	0.930
	2.011	26.058	118.8	102.5	86.1	2873.9	2478.5	2083.1	0.975	0.928
	2.014	26.097	112.4	98.9	85.4	2718.7	2391.6	2064.5	0.965	0.920
	2.017	26.135	105.7	94.6	83.4	2556.4	2286.9	2017.3	0.954	0.909
	1.995	25.850	99.1	89.7	80.4	2396.1	2169.7	1943.2	0.944	0.900
	1.991	25.799	94.5	86.2	77.9	2286.1	2084.9	1883.6	0.935	0.892
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{\text{a}} \approx 42$ [°C]	2.030	26.304	110.1	91.2	72.4	2999.6	2485.4	1971.2	0.982	0.922
	2.090	27.081	104.6	90.5	76.5	2850.5	2466.7	2082.8	0.966	0.912
	2.015	26.109	97.6	84.9	72.3	2659.1	2314.0	1968.9	0.959	0.904
	1.997	25.876	91.5	82.6	73.7	2493.7	2250.7	2007.8	0.947	0.899
	2.017	26.135	86.0	80.1	74.3	2341.8	2183.4	2024.9	0.929	0.888
	2.017	26.135	80.2	75.4	70.6	2184.7	2054.4	1924.1	0.911	0.872

Tablo C.2: 5-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri

	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$G_{eş, g}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ort.}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ç}$ [kg/m ² s]	$Re_{eş, g}$ [-]	$Re_{eş, ort.}$ [-]	$Re_{eş, ç}$ [-]	α_g [-]	$\alpha_{ort.}$ [-]
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{i \approx 32}$ [°C]	1.011	15.602	81.9	57.6	33.4	1503.9	1058.4	613.0	0.995	0.914
	1.023	15.787	74.3	55.9	37.5	1365.0	1026.9	688.8	0.980	0.905
	1.019	15.725	67.8	53.3	38.8	1245.3	978.8	712.2	0.965	0.895
	0.995	15.355	58.9	48.8	38.7	1081.9	896.6	711.3	0.944	0.880
	0.987	15.231	50.6	43.0	35.4	929.3	789.5	649.7	0.913	0.852
$m \approx 1$ [g/s] ; $T_{i \approx 42}$ [°C]	1.026	15.833	69.9	44.9	20.0	1445.6	929.5	413.5	0.992	0.867
	1.014	15.648	62.6	43.2	23.8	1294.9	893.5	492.1	0.973	0.859
	0.995	15.355	55.5	39.6	23.8	1147.8	819.7	491.6	0.952	0.840
	0.993	15.324	48.3	36.6	24.9	999.4	757.3	515.2	0.918	0.817
	1.017	15.694	41.7	31.9	22.0	862.8	659.0	455.1	0.866	0.765
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{i \approx 32}$ [°C]	1.510	23.302	121.8	92.5	63.3	2236.4	1699.9	1163.4	0.995	0.930
	1.498	23.117	113.9	89.9	65.8	2092.9	1650.7	1208.6	0.986	0.925
	1.496	23.086	106.1	87.3	68.5	1948.3	1603.7	1259.1	0.976	0.919
	1.516	23.395	97.7	82.5	67.3	1794.4	1514.8	1235.2	0.960	0.904
	1.507	23.256	89.8	78.6	67.5	1648.9	1444.1	1239.2	0.945	0.894
	1.519	23.441	82.1	73.4	64.7	1507.7	1348.4	1189.1	0.925	0.877
$m \approx 1.5$ [g/s] ; $T_{i \approx 42}$ [°C]	1.523	23.503	101.7	75.4	49.1	2104.7	1559.9	1015.2	0.988	0.901
	1.527	23.565	95.3	74.8	54.3	1971.8	1548.1	1124.4	0.975	0.898
	1.516	23.395	89.5	72.2	55.0	1851.1	1494.3	1137.5	0.964	0.890
	1.510	23.302	81.6	69.3	57.0	1688.8	1434.0	1179.2	0.945	0.880
	1.524	23.519	76.1	64.7	53.3	1575.1	1339.3	1103.6	0.925	0.858
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{i \approx 32}$ [°C]	2.030	31.327	148.9	115.3	81.6	2735.2	2117.4	1499.6	0.981	0.913
	2.090	32.253	142.1	116.8	91.5	2610.1	2145.2	1680.2	0.969	0.910
	2.010	31.019	133.4	110.9	88.4	2450.0	2037.1	1624.2	0.965	0.907
	1.994	30.772	124.9	107.5	90.2	2293.8	1975.2	1656.6	0.955	0.902
	1.997	30.818	117.2	102.9	88.5	2152.7	1889.4	1626.1	0.942	0.891
$m \approx 2$ [g/s] ; $T_{i \approx 42}$ [°C]	1.980	30.556	129.0	101.9	74.8	2668.3	2107.7	1547.0	0.984	0.911
	1.987	30.664	122.2	100.5	78.8	2528.7	2079.6	1630.4	0.973	0.906
	2.015	31.096	114.9	96.7	78.6	2377.4	2001.5	1625.6	0.957	0.892
	2.030	31.327	108.1	95.0	81.9	2236.0	1965.2	1694.5	0.941	0.885
	2.021	31.188	101.1	89.6	78.0	2092.1	1853.2	1614.3	0.926	0.870

Tablo C.3: 6-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri

	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$G_{eş, g}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ort.}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, \zeta}$ [kg/m ² s]	$Re_{eş, g}$ [-]	$Re_{eş, ort.}$ [-]	$Re_{eş, \zeta}$ [-]	α_g [-]	$\alpha_{ort.}$ [-]
$m \leq 1$ [g/s]; $T_{in} \leq 32$ [°C]	1.031	62.485	315.8	205.9	96.1	2464.9	1607.4	749.9	0.990	0.888
	1.024	62.061	280.5	200.6	120.6	2189.9	1565.8	941.7	0.973	0.884
	1.017	61.636	249.5	187.6	125.8	1947.6	1464.7	981.7	0.954	0.870
	0.994	60.242	215.0	170.6	126.1	1678.7	1331.4	984.2	0.929	0.853
	0.997	60.424	182.6	147.9	113.1	1425.5	1154.2	882.9	0.889	0.817
$m \leq 1$ [g/s]; $T_{in} \leq 42$ [°C]	0.998	60.485	270.7	170.3	69.9	2380.1	1497.5	614.9	0.994	0.865
	0.999	60.545	253.2	169.8	86.3	2226.5	1492.7	759.0	0.982	0.864
	1.013	61.394	227.2	161.9	96.6	1998.0	1423.8	849.5	0.957	0.846
	1.011	61.273	199.5	150.0	100.4	1754.6	1318.7	882.7	0.927	0.824
	0.992	60.121	172.3	130.6	88.9	1515.1	1148.2	781.4	0.891	0.788
$m \leq 1.5$ [g/s]; $T_{in} \leq 32$ [°C]	1.493	90.485	471.3	350.3	229.3	3678.9	2734.6	1790.2	0.994	0.924
	1.497	90.727	439.7	350.0	260.3	3432.3	2732.2	2032.2	0.984	0.924
	1.521	92.182	409.3	341.9	274.5	3195.2	2668.8	2142.4	0.970	0.915
	1.516	91.879	375.7	327.8	279.8	2932.9	2558.5	2184.1	0.956	0.906
	1.509	91.455	339.8	302.3	264.8	2652.7	2359.7	2066.7	0.938	0.889
	1.498	90.788	305.7	275.1	244.5	2386.2	2147.4	1908.7	0.916	0.869
$m \leq 1.5$ [g/s]; $T_{in} \leq 42$ [°C]	1.521	92.182	402.9	295.3	187.6	3542.8	2596.4	1650.0	0.990	0.900
	1.503	91.091	378.9	290.6	202.3	3331.5	2555.3	1779.0	0.981	0.899
	1.495	90.606	350.5	278.6	206.6	3082.1	2449.4	1816.7	0.967	0.889
	1.499	90.848	322.2	266.0	209.8	2833.5	2339.1	1844.6	0.948	0.876
	1.509	91.455	293.6	245.9	198.1	2582.0	2161.9	1741.9	0.923	0.852
	1.509	91.455	264.8	228.5	192.2	2328.1	2009.0	1690.0	0.894	0.831

Tablo C.4: 14-Girişli Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri

	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$G_{eş, g}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ort.}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ç}$ [kg/m ² s]	$Re_{eş, g}$ [-]	$Re_{eş, ort.}$ [-]	$Re_{eş, ç}$ [-]	α_g [-]	$\alpha_{ort.}$ [-]
$m \leq 1$ [g/s] ; $T_{a \leq 32}$ [°C]	1.019	69.959	380.5	225.3	70.1	1979.9	1172.5	365.0	0.9998	0.883
	1.025	70.371	326.4	204.3	82.3	1698.5	1063.3	428.0	0.977	0.859
	1.011	69.410	285.4	190.2	94.9	1485.5	989.6	493.8	0.957	0.845
	0.993	68.174	244.8	174.0	103.1	1274.1	905.3	536.5	0.930	0.827
	0.996	68.380	211.6	154.9	98.2	1101.1	806.0	511.0	0.895	0.796
$m \leq 1$ [g/s] ; $T_{a \leq 42}$ [°C]	0.992	68.106	312.8	190.9	69.0	1833.7	1119.0	404.2	0.998	0.863
	0.995	68.312	270.9	170.3	69.6	1588.3	998.0	407.8	0.972	0.830
	1.019	69.959	243.7	162.2	80.6	1428.4	950.5	472.7	0.943	0.808
	1.013	69.547	212.2	147.9	83.5	1244.2	866.7	489.3	0.909	0.781
	1.007	69.135	181.6	131.6	81.6	1064.8	771.7	478.5	0.862	0.742
$m \leq 1.5$ [g/s] ; $T_{a \leq 32}$ [°C]	1.529	104.973	563.7	384.1	204.5	2933.4	1998.9	1064.4	0.998	0.912
	1.522	104.493	505.6	370.1	234.6	2631.0	1926.0	1221.1	0.984	0.905
	1.506	103.394	470.0	359.8	249.5	2446.0	1872.3	1298.6	0.974	0.901
	1.491	102.364	434.3	343.7	253.2	2260.0	1788.7	1317.4	0.963	0.893
	1.494	102.570	400.5	328.0	255.6	2084.1	1707.1	1330.1	0.947	0.882
$m \leq 1.5$ [g/s] ; $T_{a \leq 42}$ [°C]	1.490	102.296	467.4	307.8	148.2	2739.8	1804.3	868.7	0.998	0.883
	1.491	102.364	427.3	297.2	167.0	2505.0	1742.1	979.2	0.981	0.873
	1.508	103.532	402.1	294.6	187.0	2357.1	1726.7	1096.3	0.967	0.868
	1.517	104.150	367.9	278.2	188.4	2156.7	1630.7	1104.7	0.947	0.850
	1.529	104.973	335.9	261.9	187.9	1968.9	1535.3	1101.6	0.922	0.830

Tablo C.5: Silindirik Kanal için $G_{eş}$ Değerleri, $Re_{eş}$ Sayıları ve α Değerleri

	$\dot{m}$ [g/s]	G [kg/m ² s]	$G_{eş, g}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, ort.}$ [kg/m ² s]	$G_{eş, \phi}$ [kg/m ² s]	$Re_{eş, g}$ [-]	$Re_{eş, ort.}$ [-]	$Re_{eş, \phi}$ [-]	α_g [-]	$\alpha_{ort.}$ [-]
$m=1$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=32$ [°C]	1.013	118.438	600.6	493.3	386.0	10112.9	8306.3	6499.7	0.990	0.941
	0.992	115.983	535.1	451.9	368.8	9008.6	7608.7	6208.7	0.976	0.926
	1.018	119.023	478.6	414.2	349.8	8057.3	6973.5	5889.7	0.953	0.901
	1.004	117.386	416.3	365.4	314.4	7009.9	6152.0	5294.0	0.928	0.875
	1.014	118.555	364.1	323.9	283.7	6130.9	5453.6	4776.2	0.893	0.844
$m=1$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=42$ [°C]	0.991	115.866	515.8	415.5	315.2	9783.3	7880.7	5978.2	0.993	0.931
	0.998	116.684	467.4	388.0	308.7	8863.5	7359.2	5854.8	0.974	0.910
	1.017	118.906	417.8	345.5	273.1	7923.7	6552.0	5180.4	0.945	0.873
	1.011	118.204	365.2	305.7	246.2	6926.3	5798.0	4669.8	0.913	0.841
	0.987	115.398	312.6	257.7	202.9	5928.1	4888.3	3848.6	0.873	0.796
$m=1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=32$ [°C]	1.514	177.014	933.5	818.1	702.8	15716.8	13774.7	11832.6	0.996	0.963
	1.493	174.559	871.4	781.5	691.7	14671.5	13158.6	11645.8	0.988	0.956
	1.521	177.833	817.0	748.7	680.3	13756.4	12604.8	11453.3	0.976	0.943
	1.511	176.663	751.2	694.9	638.6	12648.0	11699.8	10751.5	0.963	0.928
	1.509	176.430	695.7	650.1	604.5	11712.8	10945.1	10177.5	0.949	0.914
	1.492	174.442	631.4	593.9	556.3	10631.1	9998.9	9366.7	0.932	0.896
$m=1.5$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=42$ [°C]	1.519	177.599	778.5	670.0	561.6	14765.1	12707.6	10650.2	0.990	0.944
	1.513	176.897	725.7	637.0	548.4	13763.1	12081.8	10400.4	0.978	0.932
	1.494	174.676	672.1	593.9	515.8	12746.0	11263.8	9781.6	0.965	0.916
	1.492	174.442	620.6	552.9	485.3	11769.9	10486.8	9203.6	0.948	0.897
	1.507	176.196	570.8	514.8	458.9	10826.1	9764.2	8702.3	0.925	0.875
$m=2$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=32$ [°C]	2.018	235.941	1136.5	1010.5	884.4	19135.8	17013.0	14890.2	0.983	0.947
	2.006	234.538	1073.2	979.4	885.5	18070.0	16489.3	14908.7	0.975	0.941
	1.991	232.784	1017.7	938.6	859.5	17135.3	15803.2	14471.0	0.968	0.933
	1.995	233.252	948.8	884.4	820.1	15974.9	14891.2	13807.4	0.955	0.920
	2.017	235.824	889.1	838.1	787.2	14969.1	14111.1	13253.1	0.941	0.905
	2.017	235.824	830.6	785.0	739.4	13984.1	13216.4	12448.8	0.926	0.891
$m=2$ [g/s] ; $T_{\text{a}}=42$ [°C]	2.012	235.239	980.5	869.7	758.9	18596.5	16494.8	14393.2	0.981	0.939
	1.993	233.018	924.7	831.4	738.1	17538.1	15768.3	13998.4	0.972	0.929
	2.019	236.058	873.7	789.7	705.8	16570.8	14978.0	13385.2	0.957	0.912
	2.014	235.473	821.8	749.5	677.1	15585.7	14214.1	12842.4	0.944	0.898
	1.998	233.603	766.7	707.2	647.7	14540.4	13412.1	12283.8	0.929	0.885
	1.995	233.252	711.3	657.6	604.0	13490.2	12472.6	11455.0	0.909	0.865

ÖZGEÇMİŞ

Kemal BİLEN, 1974 yılında Muş'ta doğdu. İlk ve ortaöğrenimini Muş'ta tamamladı. 1992 yılında başladığı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Sakarya Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünden 1996 yılında Fakülte birincisi olarak mezun oldu. Aynı yıl, Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. 1996 yılında Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başladığı Yüksek Lisans öğrenimini, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında 1998 yılında tamamladı. 1999 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programında doktora öğrenimine başlayan Kemal BİLEN, hâlen İTÜ Makine Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.