

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DÜŞEY BORULARDA YOĞUŞMADA ISI TAŞINIM
KATSAYISININ ARAŞTIRILMASI**

Makine Yük. Müh. A. Selim DALKILIÇ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Danışmanı	: Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR
İkinci Tez Danışmanı	: Yrd. Doç. Dr. Sabiha YILDIZ
Jüri Üyesi	: Prof. Dr. İsmail TEKE
Jüri Üyesi	: Prof. Dr. Hasan HEPERKAN
Jüri Üyesi	: Prof. Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR
Jüri Üyesi	: Prof. Dr. Nurdil ESKİN

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
İNDİS LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
2. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME	2
2.1 Düşey Bir Boru İçinde Yoğuşmanın Analitik İncelenmesi	2
2.2 Sıvı ve Buhar Faz Ara Yüzeyinde Kayma Gerilmesinin Dikkate Alınması Hali....	9
2.3 Akış Haritaları	12
2.4 Basınç Düşümü	14
3. KAYNAKLARDA BORU İÇİNDE YOĞUŞMAYI İÇEREN ÇALIŞMALAR..	16
3.1 Düşey Boru İçinde Yoğuşma İle İlgili Araştırmalar.....	16
3.2 Mikro Kanatlı Boru İçinde Yoğuşma Alanında Mevcut Olan Araştırmalar	22
3.2.1 Mevcut Olan Mikrokanat ve Deney Parametrelerinden Bazıları	25
3.2.2 Mevcut Olan Mikro Kanatlar İçin Isı Geçiş Modellerinden Bazıları.....	26
3.3 Boşluk Oranı İçin Yapılan Çalışmalar.....	33
3.4 İç Yüzeyi Pürüzsüz veya Mikro Kanatlı Borular İçinde Buhar-sıvı Fazının Eş Yönlü Akması Durumunda Yoğuşmada Basınç Düşümü	38
3.4.1 Düşey boruda basınç düşümü	38
3.4.2 Yatay boruda basınç düşümü.....	42
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	46
4.1 Deney Seti.....	46
4.2 Test Borusu.....	49
4.3 Cihazlar ve Ölçü Aletleri	51
4.4 Verilerin Bilgisayara Aktarılması.....	53
4.5 Deney Tesisatı Fotoğrafları	54
4.6 Deneysel Ölçümlerin Yapılması.....	59
4.7 Deneysel Veriler İçin Hesap Yöntemi.....	59
5. DENEYSEL BULGULAR ve DEĞERLENDİRMELER	62
5.1 Isı Geçiş	62
5.1.1 İç Yüzeyi Pürüzsüz Boru	62
5.1.1.1 Yoğuşmaya Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:	62
5.1.1.2 Farklı Yoğuşma Basınçlarında Yoğuşma Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:	64
5.1.2 İç Yüzeyi Mikro Kanatlı Boru	68
5.1.2.1 Yoğuşma Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:	68

5.1.2.2	Sabit Yoğuşma Sıcaklık Farkında Meydana Gelen Değişim:	70
5.1.3	İç Yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Borular İçin Yoğuşma Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması :	74
5.1.4	İç Yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Boru İçin Yoğuşma Basıncının (Sıcaklığının) Isı Taşınım Katsayısına Etkisi:	76
5.1.5	İç yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Borular İçin Denklem Geliştirilmesi	77
6.	HATA ANALİZİ	81
6.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi	81
6.2	Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti (Ermiş, 1998)	82
6.2.1	Kütle Akı (G , $\text{kg/m}^2\text{s}$)	82
6.2.2	Test Borusu Buhar Giriş Kalitesi (x_g)	82
6.2.3	Isı Akısı (q'')	84
6.2.4	Isı Geçiş Katsayısı	85
6.2.5	Sürtünme Faktörü (f)	86
7.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	89
7.1	Sonuçlar	89
7.2	Öneriler	90
	KAYNAKLAR	92
	Ek 1 Kalibrasyon Verileri	101
	ÖZGEÇMİŞ	118

SİMGE LİSTESİ

A	Alan [m^2]
b	Düşey levhanın genişliği [m]
b''	Kanat dibinden iki kanat arası mesafe [m]
Bo	Bond sayısı
C_p	Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK]
$\dot{C}$	Çevre uzunluğu [m]
d	Çap [m]
(dP/dx)	Basınç gradyanı [Pa/m]
e	Kanat yüksekliği [m]
F	Kuvvet [N]
f	Sürtünme katsayısı
Ja	Jakop sayısı
G	Kütleli akı [kg/m^2s]
G_a	Galileo sayısı
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
$H(\alpha)$	Boşluk oranı fonksiyonu
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
h_{fg}	Faz değişimi gizli ısı [J/kg]
$\bar{h}$	Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
k	İletim katsayısı [W/mK]
Ku	Kutateladze sayısı
l	Kanat yüksekliği [m]
L	Uzunluk [m]
$\mathcal{L}$	Karakteristik uzunluk [m]
$\dot{m}$	Akışkan kütleli debisi [kg/s]
n	Kanat sayısı
Nu	Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Ortalama Nusselt sayısı
$\dot{Q}$	Isı miktarı [W]
Q_r	Akışkanın hacimsel debisi [m^3/s]
q''	Isı akısı [W/m^2]
P	Basınç [Pa]
p	Mikro kanatın iki kanat arası mesafesi [m]
Pr	Prandtl sayısı
R	Yarıçap [m]
R_t	Isı taşınım direnci [m^2K/W]
Re	Reynolds sayısı
S	Kayma oranı
S_p	Bir kanadın çevresi [m]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
$\bar{T}$	Ortalama sıcaklık [$^{\circ}C$]
t	Kanat ucu genişliği [m]
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
ΔT	Sıcaklık farkı [$^{\circ}C$]
U	Toplam ısı geçişi katsayısı [W/m^2K]
We	Weber sayısı
u	z doğrultusu hız bileşeni [m/s]

$\bar{u}$	Ortalama hız [m/s]
V	Hacim [m ³]
x	Kuruluk derecesi
x,y,z	Konum koordinatları
X_{tt}	Parametre
ν_l	Sıvı kinematik vizkozitesi [m ² /s]
β	Yataydan olan açı [°]
β	Mikro kanat helis (spiral, dairesel) açısı [°]
δ	Film kalınlığı [m]
ε	Boşluk oranı
μ	Dinamik vizkozite [kg/ms]
λ	Isı iletim katsayısı [W/mK]
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
σ	Yüzey gerilimi [N/m]
τ	Kayma gerilmesi [N/m ²]
τ_δ	Ara yüzey kayma gerilmesi [N/m ²]
Φ^2	İki fazlı çarpan
α	Boşluk oranı
α''	Mikro kanat tepe (apex) açısı [°]
Δx	Test borusundaki buhar kalitesi değişimi

İNDİS LİSTESİ

a	Halka tarafı
B	Yoğunluk zorlamalı
c	Kesit alanı
ζ	Çıkış
cr	Kritik
d	Çap
eq	Eşdeğer
f	Sürtünme
F	Zorlamalı
G	Yerçekimi
g	Gaz fazı
go	Sadece gaz fazı
g^*	Fiktif
i	İç taraf
h	Hidrolik değer
l	Sıvı faz
L	Laminar
k	Kanat
mf	Mikro kanat
M	İvmelenme
N	Nusselt
r	Soğutucu akışkan
s	İç yüzeyi pürüzsüz boru
su,g	Su giriş
su,ζ	Su çıkış
S	Doyma
so	Soliman
t	Boru
T	Türbülans
tp	İki fazlı
o	Dış taraf
w	Duvar
wi	Boru iç yüzeyi
wo	Boru dış yüzeyi
z	Yerel
δ	Sıvı filmi kalınlığı

KISALTMA LİSTESİ

<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>PC</i>	Personel Computer
<i>PCCS</i>	Passive Containment Cooling System

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Düşey bir levha üzerinde saf buharın yoğunlaşmasında şematik sıcaklık dağılımları.....	3
Şekil 2.2 Bir düşey duvar üzerinde laminer yoğunlaşma filmi, bu film içinde sıcaklık ve hız dağılımları ve bir diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler.....	3
Şekil 2.3 Aynı yönlü akış için akım tipleri (Collier&Thome 1994).....	13
Şekil 2.4 Hewitt ve Roberts tarafından düşey boru içindeki veriler için önerilen akış haritası (Collier&Thoma 1994)	13
Şekil 3.1 Mikro kanatlı boru çeşitleri (Miyara, Otsubo 2002)	23
Şekil 3.2 Kanat ucu dairesel kesitli olan mikro kanatlı boru detayı (Schlager, 1989)	23
Şekil 3.3 Mikro kanat detayları (Rose, 2004).....	24
Şekil 3.4 Yoğunlaşma sıvısının örgü tipindeki mikro kanatlı borulardaki durumu (Miyara 2000).....	26
Şekil 4.1 Deney tesisatının şematik resmi	47
Şekil 4.2 Deney tesisatının resimleri	48
Şekil 4.3 Test bölgesi	49
Şekil 4.4 Bu çalışmada kullanılan mikro kanatlı bir borunun elektron mikroskopunda 100 kat büyütülmüş kesit resmi	50
Şekil 4.5 Veri toplama sisteminin şematik diyagramı	53
Şekil 4.6 R134a sıvı-buhar ayırıcı ve ısıtıcı direnç teli.....	54
Şekil 4.7 Deney tesisatında kullanılan dijital göstergeli, 4-20 mA çıkışlı basınç ölçer	54
Şekil 4.8 Deney tesisatında kullanılan 4-20 mA çıkışlı basınç ölçer	55
Şekil 4.9 Deney tesisatında kullanılan dijital göstergeli, 4-20 mA çıkışlı R134a debimetresi	55
Şekil 4.10 Deney tesisatında buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı amaçlı olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricisi.....	56
Şekil 4.11 Deney tesisatının kaidesi	56
Şekil 4.12 Deney tesisatında kullanılan PLC	57
Şekil 4.13 Deney tesisatında kullanılan güç kaynağı ve R134a deposu.....	57
Şekil 4.14 Deney tesisatında kullanılan bilgisayar ve basınç kalibratörü	58
Şekil 4.15 Yoğuşan R134a'nın debisinin süre tutularak ölçüldüğü ölçekli cam tüp.....	58
Şekil 4.16 Test bölgesindeki sıcaklıkların şematik gösterimi	61
Şekil 5.1 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi	63
Şekil 5.2 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi.....	63
Şekil 5.3 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi	64
Şekil 5.4 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi.....	65
Şekil 5.5 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi	65
Şekil 5.6 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi.....	66
Şekil 5.7 Deney ve teorik ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması	67
Şekil 5.8 Deney ve teorik Nusselt sayılarının karşılaştırılması.....	67
Şekil 5.9 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi	68
Şekil 5.10 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda film kalınlığının boru boyunca ..	69
Şekil 5.11 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi	70
Şekil 5.12 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi	70
Şekil 5.13 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda film kalınlığının boru boyunca ..	

değişimi.....	71
Şekil 5.14 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yoğunlaşan R134a miktarının boru boyunca değişimi	72
Şekil 5.15 Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması	73
Şekil 5.16 Deneysel ve teorik Nusselt sayılarının karşılaştırılması.....	73
Şekil 5.17 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait yaklaşık aynı şartlardaki deneysel ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması.....	74
Şekil 5.18 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının yoğunlaşma basıncı ile değişimi	77
Şekil 5.19 İç yüzeyi pürüzsüz boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının geliştirilen denklem (5.3)'e ait ısı taşınım katsayıları ile karşılaştırılması	80
Şekil 5.20 İç yüzeyi mikro kanatlı boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının geliştirilen denklem (5.4)'e ait ısı taşınım katsayıları ile karşılaştırılması	80
Şekil Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri	106
Şekil Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri	109
Şekil Ek 1.3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri	113
Şekil Ek 1.4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	115
Şekil Ek 1.5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri.....	117

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları.....	17
Çizelge 3.2 Kaynaklarda mevcut olan mikro kanatların ve deneysel araştırmaların parametreleri	27
Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları	29
Çizelge 3.4 Kayma oranını temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti.....	35
Çizelge 3.5 Lockhart Martinelliyi temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti	36
Çizelge 3.6 Kütsel akıyı temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti	37
Çizelge 3.7 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları.....	39
Çizelge 4.1 Test borularının konstrüksiyon parametreleri	50
Çizelge 4.2 Deney tesisatında kullanılan cihazların modelleri ve özellikleri.....	51
Çizelge 5.1 Deneysel parametreler	62
Çizelge 5.2 $h=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi	62
Çizelge 5.3 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi	63
Çizelge 5.4 $m=f(z, \Delta T)$ çizelgesi.....	64
Çizelge 5.5 $h=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi	64
Çizelge 5.6 $\delta=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi	65
Çizelge 5.7 $m=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi.....	66
Çizelge 5.8 Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayıları çizelgesi.....	66
Çizelge 5.9 $h=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi	68
Çizelge 5.10 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi	69
Çizelge 5.11 $m=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi.....	69
Çizelge 5.12 $h=f(z, P)$ çizelgesi.....	70
Çizelge 5.13 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi	71
Çizelge 5.14 $m=f(z, P)$ çizelgesi	71
Çizelge 5.15 Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayıları çizelgesi.....	72
Çizelge 5.16 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait yaklaşık aynı şartlardaki deneysel veriler	75
Çizelge 5.17 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel veriler	76
Çizelge 5.18 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel veriler	79
Çizelge 6.1 Deneysel belirsizlikler	87
Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	102
Çizelge Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	108
Çizelge Ek 1.3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	112
Çizelge Ek 1.4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	114
Çizelge Ek 1.5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri	116

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışmasında, düşey bir boru içerisinde R134a akışkanının yerçekimi yönündeki akışı sırasında yoğuşması, iç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı borular olmak üzere deneysel olarak incelenmiştir.

Doktora tez çalışmama olumlu eleştirileri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocalarım Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR’e, Yrd. Doç. Dr. Sabiha YILDIZ’a, Prof. Dr. İsmail TEKE’ye, Prof. Dr. Nurdil ESKİN, Prof.Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR’e teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması, YTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü desteğiyle “Yoğuşmada Eğimli Kanallarda Isı Geçişi Katsayısının Araştırılması” isimli proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bize bu güncel konuda çalışma şansı sağlayan üniversite yönetimine de teşekkürü bir borç bilirim.

Desteklerini esirgemeyen, her türlü problemimde yardımcı olan başta Sn. Özden AĞRA olmak üzere tüm mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ayrıca beni yetiştiren, her türlü konuda destekleyen aileme şükranlarımı sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada düşey durumda, iç yüzeyi pürüzsüz ve iç yüzeyi mikro kanatlı borular içerisinde, R134a soğutucu akışkanın yukarıdan aşağı yönlü akışı durumunda yoğunlaşma ısı taşınım katsayısı deneysel olarak araştırılmıştır.

İlk olarak boru içindeki yoğunlaşma Nusselt teoremine göre incelenmiş, sonra ara yüzey kayma gerilmesinin etkisi dikkate alınmıştır. Basınç düşümü hakkında bilgi verildikten sonra, kaynaklardaki eşitlikler sunularak düşey boru içinde yoğunlaşma için önerilen akış haritalarına değinilmiştir.

İç yüzeyi pürüzsüz ve düşey borular için kaynaklarda mevcut olan ısı geçiş modellerinden bazıları sunulmuştur. Mikro kanatlı borular içinde yoğunlaşmada mevcut olan araştırmalar genel olarak yatayda incelendiği için, bu çalışmada yatay mikro kanatlı borularda yoğunlaşma için yapılmış araştırmaların özeti, çalışma parametreleri ve modelleri de sunulmuştur. Ayrıca ısı geçişi ve basınç düşümü hesaplamalarında gerekli olan boşluk oranı modelleri özetlenmiştir.

Kaynaklarda mevcut olan düşey ve yatay borularda basınç düşümü modellerinden bir kısmı verilmiştir. Ayrıca yatay borular için basınç düşümü modellerinden önemli olanları özetlenmiştir.

R134a gazı kullanarak iki fazlı akış hali için yoğunlaşma ısı taşınım katsayısı araştırılmıştır. Deneyler sıvı ve buhar R134a'nın aynı yönlü aşağı doğru akışlı olması halinde yapılmıştır. Deney seti ve test borusu hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Deney tesisatında kullanılan cihazlar ve ölçü aletlerinin listesi sunulmuştur. Ayrıca deneysel ölçümlerin yapılması ve değerlendirilmesi konusunda bilgiler verilmiştir.

Deneysel sonuçların değerlendirildiği bölümde deneysel parametre aralığı verilmiştir. Sonuçlar Nusselt teoremine göre ve ara yüzey kayma gerilmesinin dikkate alınması durumuna göre pürüzsüz ve mikro kanatlı boru olmak üzere irdelenmiştir. Ayrıca film kalınlığının ve yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi pürüzsüz ve mikro kanatlı boru için gösterilmiştir.

Hata analizi bölümünde deneysel hatalar ve hata analiz yöntemleri anlatılmış, kütleli akıya, test borusu buhar giriş kalitesine, ısı akısına, ısı taşınım katsayısına, sürtünme faktörüne ait belirsizlik değerleri ölçü aletlerinin hassasiyet ve kalibrasyon değerlerinden yararlanılarak bulunmuştur.

Tez de belirtilen şartlarda, iç yüzeyi mikro kanatlı boru kullanılmasının boru içindeki yoğunlaşma ısı taşınım katsayısında iç yüzeyi pürüzsüz boruya göre %60-82 arasında bir artışa neden olduğu, sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin etkisinin hassas bir çözüm için Nusselt teorisinde ihmal edilemeyeceği anlaşılmıştır.

Kalibrasyon çalışmalarına ait bilgiler tezde ek olarak verilmiştir.

Anahtar kelimeler: İki fazlı düşey akış, mikro kanatlı boru, pürüzsüz boru, yoğunlaşma.

ABSTRACT

Condensation heat transfer coefficient is investigated experimentally for smooth and microfin tubes during downflow of R134a in this study.

Firstly, condensation inside of the tube was investigated according to Nusselt analysis, then the effect of interfacial shear stress was paid attention. Some information and correlations were given about pressure drop in the literature. Suggested flow regime charts for condensation in vertical tubes was mentioned.

Some heat transfer models on smooth vertical tubes in the literature was presented. Researches on condensation inside of the horizontal smooth tubes were examined generally. For that reason summary of researches on condensation inside horizontal microfin tubes was presented as parameters and models. Also void fraction models needed for calculation of heat transfer and pressure drop were summarized as well.

Some of pressure drop models in the vertical and horizontal tubes that are in the literature were presented. Besides, some of pressure drop models in the horizontal tubes were summarized.

Condensation heat transfer coefficient was researched by using R134a refrigerant for two phase flow. Experiments were done while gas and liquid phases of R134a were flowing downward together. Detailed information about experimental setup and tested tubes was given. List of the equipments was presented. Moreover, information on measurements and evaluation of experiments was given.

Parameter range was given in the analyse part of experimental results. Results were studied for the smooth and microfin tube according to Nusselt theory and interfacial shear stress. Apart from this, alteration of film thickness and local convection heat transfer coefficient along the test tube was showed for the smooth and microfin tubes.

Methods of experimental uncertainty analysis were explained in the last part. Uncertainty values of mass velocity, vapor quality of inlet test tube, heat flux, convection heat transfer coefficient, friction factor were presented from accuracy of measurement devices and calibration values.

Incase of using microfin tube instead of smooth tube condensation heat transfer coefficient was increased between %60-82 and interfacial shear stress between liquid-vapor phases should not be neglected for the accurate solution in Nusselt theorem under the circumstances of the thesis.

Information about calibration studies were given as appendix in the thesis.

Keywords: Two phase flow, microfin tube, smooth tube, condensation

1. GİRİŞ

Yoğuşma ve kaynama, faz değişiminin olduğu fiziksel olaylardır. Yoğuşmada gaz (buhar) fazından sıvı fazına, kaynamada (buharlaşıma) ise sıvı fazından gaz fazına geçiş olmaktadır. Uygulamada sıkça karşılaşılan bu faz değişimleri, ısı geçişi ve akışkanlar mekaniği açısından önemlidir. Faz değişimi esnasında saf maddenin sıcaklığı sabit kalmakta, bu esnada, akışkan, faz yoğuşma gizli ısını vermektedir, buna karşılık, buharlaşma sırasında ise akışkan ortamdan buharlaşma gizli ısını çekmektedir. İşte bu ısının atılması veya alınması ve gerekli cihazların uygun dizaynı için faz değişimi olaylarının iyi anlaşılması gerekir.

Isı değiştiricilerde ısı geçişinin iyileştirilmesi, ısı değiştiricilerin boyutlarını küçülteceği gibi, yatırım maliyetlerini de azaltacaktır. Bu ise aynı miktar ısı geçişi için daha az miktarda malzeme kullanımını sağlayacaktır. Boru iç yüzeyindeki yoğuşmada ısı geçişini iyileştirmek amacıyla kullanılan mikro kanatlı borular ve ara parçalar (insert) hava şartlandırma ve soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Düşey boruda buhar ve yoğuşum sıvısının yerçekimi doğrultusunda eş yönlü akması olayı kimya ve güç endüstrisinde görülmektedir (Jia & Arkadaşları, 2002). Güç çevrimi santrallerinde, sistemin temel elemanlarından birisi yoğuşturucudur. Soğutma ve klima sistemlerinde temel elemanlardan ikisi yoğuşturucu ve buharlaştırıcılardır. Petrol rafinerisinde ve kimya endüstrisinde birçok kimyasal işlem için faz değişim cihazları kullanılmaktadır. PCCS (Passive Containment Cooling System) reaktörlerinin dizaynında da düşey boruda buhar ve yoğuşum sıvısının aşağı yönlü akması durumu söz konusudur (Kuhn & Arkadaşları, 1997).

Deneyin R134a gazı ile yapılmasının nedeni, kloroflorokarbonların (CFC) zararlı atmosferik (ozon tabakası) ve çevresel etkileri (küresel ısınma) sebebiyle yeni düzenlenen enerji standartları dışında kalmasından ötürüdür. Yerel soğutma makinaları ve taşınabilir hava şartlandırma cihazlarında bu soğutucu akışkan yaygın olarak kullanılmaktadır.

2. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME

2.1 Düşey Bir Boru İçinde Yoğuşmanın Analitik İncelenmesi

Doymuş buhar, sıcaklığı doyma sıcaklığından daha düşük olan yüzey ile temasta bulunduğunda, yüzey üzerinde yoğuşmaya başlar. Yoğuşum sıvısı yüzeyi ıslatıyorsa, yani film oluşturuyorsa “film yoğuşma”, yoğuşum sıvısı yüzeyi ıslatmıyorsa, yani yüzey üzerinde damla şeklinde kalıyorsa “damla yoğuşma” denir. Film yoğuşmada, yüzeydeki sıvı filmi ısıl direnç meydana getirir ve ısı geçişi de azalır. Yüzeyde oluşan film kalınlaştıkça ısı geçişi direnci artar. Aynı şartlarda damla yoğuşmadaki ısı geçişi, film yoğuşmaya göre yaklaşık 10 kat daha fazladır. Çünkü damla yoğuşması sırasında ısıl direnç çok düşüktür. Buna karşın damla yoğuşma pürüzsüz parlak veya ince bir yağ tabakası ile kaplı yüzeylerde meydana gelir. Bu nedenle uygulamada damla yoğuşmayı sağlamak güçtür. Yoğuşum sıvı doymuş buhar ile bir sınır tabaka oluşturarak aşağıya doğru akar.

Düşey bir yüzey üzerinde yoğuşum filminin yerel ısı taşınım katsayısı h_z şu şekilde tarif edilir:

$$h_z = \frac{q_z''}{(T_s - T_{wi,z})}$$

Burada q_z'' levhadaki ısı akısı olup ve T_s sıvı-buhar ara yüzeyindeki sıcaklık, T_{wi} ise levha üzerindeki sıcaklıktır.

Yerel ısı taşınım katsayısı boyutsuz Nusselt sayısı ile ifade edilebilir:

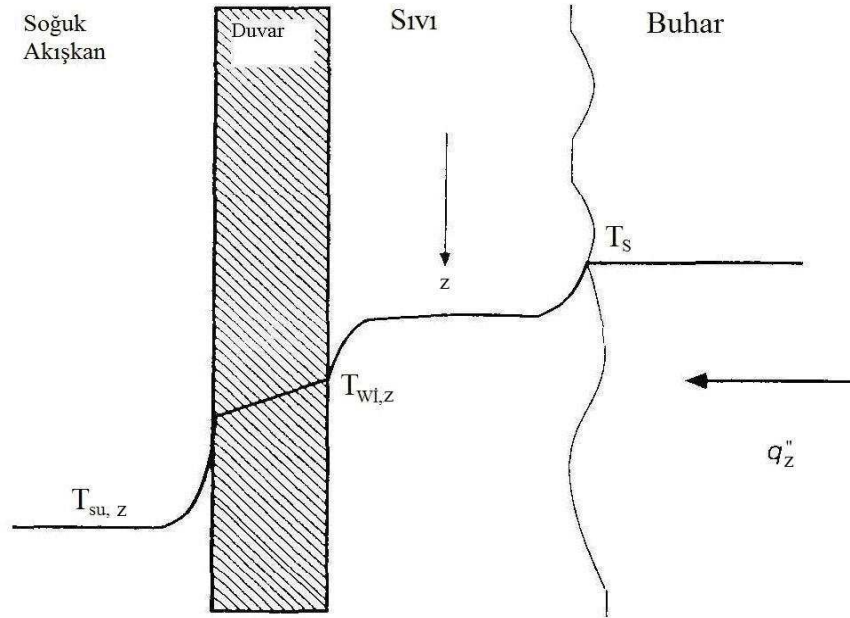
$$Nu_z = \frac{h_z z}{k_l}$$

Düşey bir levhada yoğuşma ilk olarak Nusselt tarafından analitik olarak incelendiği için Nusselt teorisi olarak ifade edilir. Film teorisi veya Nusselt teorisi olarak bilinen bu analitik analizde bir grup kabuller yapılarak olay incelenmiştir.

Bu kabuller şunlardır:

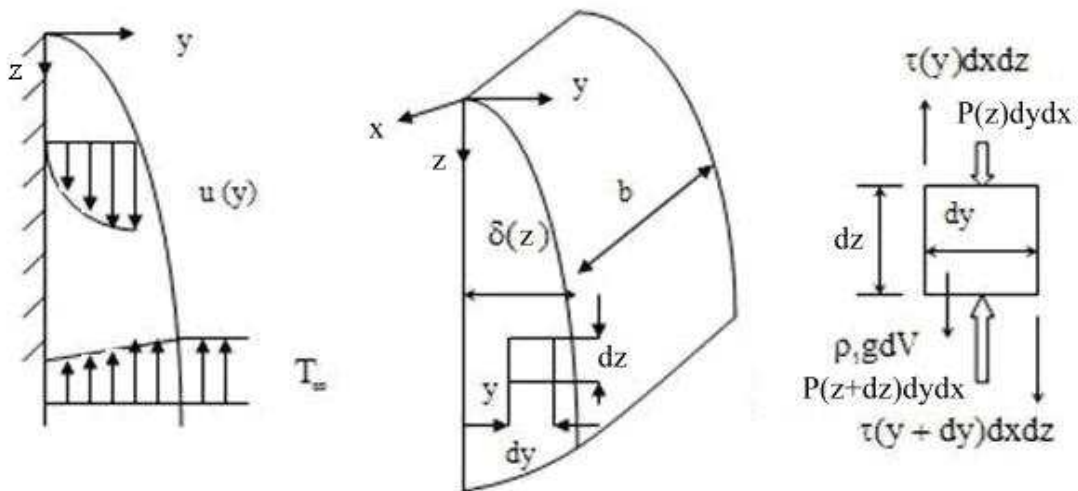
- 1) Düşey yüzey üzerinde yoğuşma
- 2) Film yoğuşması
- 3) Düşük buhar hızı (durgun)
 - İnce sıvı filmi: düz film (dalgasız), faz ara yüzeyinde yüzey gerilimi ihmal
 - Laminer akım
 - Sıvı filmi üzerinde ısının iletimle geçişi

- 4) Radyal doğrultuda basınç eşitliği
- 5) Sürekli rejim
- 6) Akışkanın fiziksel özellikleri sabit



Şekil 2.1 Düşey bir levha üzerinde saf buharın yoğunlaşmasında şematik sıcaklık dağılımları

Şekil 2.2 de düşey bir levha yüzeyinde film yoğunlaşması görülmektedir. Sıvı filmi içinde alınan bir hacim elemanı için kuvvetler dengesi sürekli rejim koşulları altında yazılacak olursa;



Şekil 2.2 Bir düşey duvar üzerinde laminar yoğunlaşım filmi, bu film içinde sıcaklık ve hız dağılımları ve bir diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler

$$F = \frac{dM}{dt} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho_l g dV + \tau(y + dy) dx dz + P(z) dy dx = \tau(y) dx dz + P(z + dz) dy dx \quad (2.2)$$

Kayma gerilmesi Taylor serisine açılırsa:

$$\tau(y + dy) dx dz - \tau(y) dx dz = \left(\frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz$$

aynı şekilde

$$P(z) dy dx - P(z + dz) dy dx = - \left(\frac{dP}{dz} dz \right) dy dx$$

elde edilir.

$$dV = dx dy dz$$

(2.2) numaralı denklemden aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\rho_l g dV + \frac{\partial \tau}{\partial y} dV - \frac{dP}{dz} dV = 0$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = -\rho_l g + \frac{dP}{dz}$$

Buhar kısmında basınç gradyanı,

$$\frac{dP}{dz} = \rho_g g \quad \text{geçerlidir.}$$

Y doğrultusunda basınç eşitliği sözkonusudur.

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = -\rho_l g + \rho_g g$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = -(\rho_l - \rho_g)g \quad (2.3)$$

Yoğuşum filminin Newtonien akış olduğu kabulü ile ara yüzey kayma gerilmesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\tau = \mu_1 \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.4)$$

μ_1 sıcaklıktan bağımsız olduğu kabul edilerek (2.3) numaralı denklemden hız bileşeni elde edilir

$$\mu_1 \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -(\rho_1 - \rho_g)g \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1} y + c_1 \quad (2.5a)$$

$$u = \frac{-(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1 \cdot 2} y^2 + c_1 y + c_0 \quad (2.6)$$

Sınır şartları:

$$y=0 \text{ için } u=0, c_0=0$$

Düşük buhar hızı kabulü ile yoğuşum sıvı filmi üzerinde ara yüzey kayma gerilmesinin sıfır olduğu düşünülürse:

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=\delta} = 0$$

$$\frac{du}{dy} = -\frac{(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1} y + c_1 = 0$$

$$y=\delta \text{ için}$$

$$c_1 = \frac{(\rho_1 - \rho_g)g\delta}{\mu_1} \quad \text{elde edilir.}$$

Bulunan sabitler denklem (2.6) da yerine yazılırsa

$$u = \frac{(\rho_1 - \rho_g)g\delta^2}{\mu_1} \left(\frac{y}{\delta} - \frac{y^2}{2\delta^2} \right) \quad (2.7)$$

elde edilir.

$$\text{Ortalama hız } \bar{u}(z), \quad \bar{u} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u dy = \left[\frac{(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1} \frac{\delta^2}{\delta} \left(\frac{y^2}{2\delta} - \frac{y^3}{6\delta^2} \right) \right]_0^\delta$$

$$\bar{u} = \frac{1}{\delta} \frac{(\rho_1 - \rho_g)g\delta^2}{\mu_1} \left(\frac{\delta}{2} - \frac{\delta}{6} \right)$$

$$\bar{u} = \frac{(\rho_l - \rho_g)g\delta^2}{3\mu_l} \quad (2.8)$$

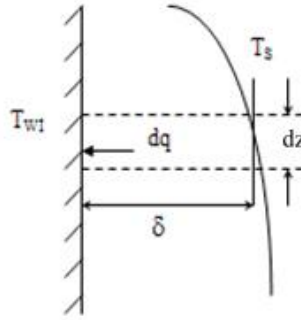
Yoğuşum sıvısının kütleli debisi eni b olan bir levha için eşitlik (2.9)'da çıkarılmıştır.

$$\dot{m}(z) = \bar{u}\rho_l b\delta \quad \text{yazılabilir.}$$

$$\dot{m}(z) = \frac{(\rho_l - \rho_g)\rho_l g b}{3\mu_l} \delta^3 \quad (2.9)$$

$$\frac{d\dot{m}}{d\delta} = \frac{(\rho_l - \rho_g)\rho_l g b}{\mu_l} \delta^2 \quad (2.10)$$

Yoğuşum sıvı filminden ısı geçişi için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:



$$dq = -k_l \frac{\partial T}{\partial y} dA \quad (2.10a)$$

$$dq = k_l \frac{(T_s - T_{wl})}{\delta} b dz \quad (2.10b)$$

$$dq = h_{fg} d\dot{m}$$

(2.10) denklemi sayesinde

$$k_l \frac{(T_s - T_{wl})}{\delta} b dz = h_{fg} \frac{(\rho_l - \rho_g)\rho_l g b \delta^2}{\mu_l} d\delta$$

$$\frac{\delta^3 d\delta}{dz} = \frac{k_l \mu_l (T_s - T_{wl})}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg}}$$

$$\int_0^\delta \delta^3 d\delta = \frac{k_l \mu_l (T_s - T_{wl})}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg}} \int_0^z dz$$

$$\delta = \left[\frac{4.k_l\mu_1(T_s - T_{wl})z}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}} \right]^{1/4} \text{ elde edilir.} \quad (2.11)$$

Aynı zamanda $dq = h_z(T_s - T_{wl})bdz$ olarak ifade edilir.

Bu denklem (2.10b) denklemi ile eşitlendiğinde taşınım katsayısı elde edilir.

$$h_z = \frac{k_l}{\delta} \quad (2.11a)$$

$$h_z = \left(\frac{k_l^4}{4A} \frac{1}{z} \right)^{1/4} \quad (2.12)$$

$$A = \frac{k_l\mu_1(T_s - T_{wl})}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}}$$

L yüksekliğindeki duvar için ortalama ısı taşınım katsayısı $\bar{h}$:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h_z dz$$

$$\bar{h} = \frac{4}{3} h_z \Big|_{z=L}$$

$$\bar{h} = \frac{4}{3} \frac{1}{4^{1/4}} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}k_l^3}{\mu_1(T_s - T_{wl})} \frac{1}{L} \right]^{1/4}$$

$$\bar{h} = 0,943 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}k_l^3}{\mu_1(T_s - T_{wl})} \frac{1}{L} \right]^{1/4} \text{ bulunur.} \quad (2.13)$$

Fiziksel özellikler için ortalama film sıcaklığı $\bar{T} = \frac{T_s + T_{wl}}{2}$ alınabilir.

(2.13) denkleminde $(T_s - T_{wl})$ yok edilebilir.

Enerji dengesinden aşağıdaki eşitlik yazılıp denklem (2.13) ile ortak çözülürse:

$$\dot{m} h_{fg} = \bar{h}(T_s - T_{wl})bL$$

$$\bar{h}^4 = 0,943^4 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}k_l^3}{\mu_1(T_s - T_{wl})} \frac{1}{L} \right]$$

$$(T_S - T_{wl}) = \frac{0,943^4}{\bar{h}^4} \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}k_l^3}{\mu_l L}$$

$$\dot{m}h_{fg} = \bar{h} \frac{0,943^4}{\bar{h}^4} \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gh_{fg}k_l^3}{\mu_l L} bL$$

$$\frac{\dot{m}}{b} = \frac{k_l^3}{\bar{h}^3} \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)}{\mu_l} 0,943^4$$

$$\left[\frac{\dot{m}}{b} \right]^{1/3} 0,943^{4/3} = \frac{\bar{h}}{k_l} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l} \right]^{1/3}$$

$$\left[\frac{\dot{m}}{b\mu_l} \right]^{1/3} 0,925 = \frac{\bar{h}}{k_l} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l^2} \right]^{1/3}$$

$$0,925 Re^{1/3} = \frac{\bar{h}}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g} \right]^{-1/3}$$

$$\frac{\bar{h}}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g} \right]^{1/3} = 0,925 \left[\frac{\dot{m}/b}{\mu_l} \right]^{-1/3} \quad \text{elde edilir.} \quad (2.14)$$

VDI Warmeatlas (1997) da yerel ve ortalama Nusselt sayısı tartışılmış ve durgun buharda yerel ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi sunulmuştur.

$$Nu_{z,L} = \frac{h_z \mathcal{L}}{k_l} = 0,693 \left[\frac{1 - \frac{\rho_g}{\rho_l}}{Re_{l,z}} \right]^{1/3}$$

$$Re_{l,z} = \frac{\dot{m}_{l,z}}{b\mu_l}$$

Sıvı yüzeyinde dalgalı film akımıyla ısı geçişinin iyileştiği, bu etkinin bir f dalga düzeltme faktörü ile gözönüne alındığı görülmüştür.

$$f_{dalgalı} = \frac{Nu_{z,dalgalı}}{Nu_z} = \begin{cases} 1 & Re_{l,z} < 1 \\ Re_{l,z}^{0,04} & Re_{l,z} \geq 1 \end{cases}$$

Türbülanslı akımda ise şu şekilde verilmiştir:

$$Nu_{z,T} = \frac{h_{z,T} \mathcal{L}}{k_l} = \frac{0,0283 Re_{l,z}^{7/24} Pr_l^{1/3}}{1 + 9,66 Re_{l,z}^{-3/8} Pr_l^{-1/6}}$$

Tavsiye edilen ortalama Nusselt sayısı laminar bölge için:

$$Nu_L = \frac{h_L \mathcal{L}}{k_l} = \frac{4}{3} Nu_{z=L,l} = 0,925 \left(\frac{1 - \frac{\rho_g}{\rho_l}}{Re_{l,L}} \right)$$

ve türbülanslı bölge için

$$Nu_T = \frac{h_T \mathcal{L}}{k_l} = \frac{0,02 Re_{l,z=L}}{1 + 20,52 Re_{l,z=L}^{-3/8} Pr_l^{-1/6}}$$

olarak verilmiştir.

Ayrıca her iki akımın olduğu bir plaka üzerinde ortalama Nusselt sayısı için aşağıdaki eşitlik tavsiye edilmiştir:

$$Nu = \sqrt[1/2]{(f_{da\lg alı} Nu_L)^{1/2} + (Nu_T)^{1/2}}$$

2.2 Sıvı ve Buhar Faz Ara Yüzeyinde Kayma Gerilmesinin Dikkate Alınması Hali

Büyük buhar hızlarında sıvı-gaz fazları arasında kayma gerilmesi τ_δ nedeniyle önemli değişim etkisi ortaya çıkar, bu ise yoğunlaşım sıvı filmi içinde ısı geçişini önemli miktarda etkileyebilir. Böyle durumların anlaşılabilmesi için genel olarak eş yönlü akış veya karşı yönlü akış olması durumlarına söz konusudur. Bu çalışmada sıvı filmi ve buharın eş yönlü akması incelenmektedir.

(2.6) numaralı denklem tekrar ele alınıp sınır şartları kayma gerilmesinin olması durumu için yazılacak olursa

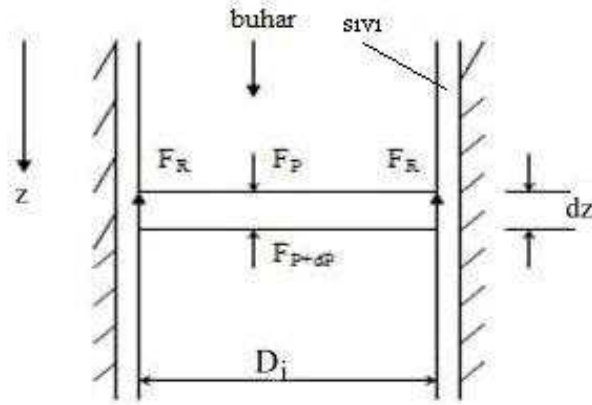
$$1) \quad u_{y=0} \text{ için } c_0=0$$

$$2) \quad \mu_l \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=\delta} = \pm \tau_\delta \quad (2.15)$$

$$u = \frac{(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l} \delta^2 \left(\frac{y}{\delta} - \frac{y^2}{2\delta^2} \right) \pm \frac{\tau_\delta}{\mu_l} y \quad \text{elde edilir.}$$

Aşağı doğru akan buhar için τ_δ pozitif, yukarı doğru akan buhar için τ_δ negatiftir. Bir boru

içindeki akış göz önüne alınırsa



Sürtünme kuvveti $F_R = -\tau_\delta \pi D_i \cdot dz$

Basınç kuvveti $F_P = \frac{\pi D_i^2}{4} P$ olarak ifade edilebilir.

$$F_{P+dP} = -\frac{\pi D_i^2}{4} (P + dP)$$

$$F_P + F_{P+dP} = -\frac{\pi D_i^2}{4} dP$$

kuvvetlerin dengesinden $\overline{F_R} + \overline{F_P} + \overline{F_{P+dP}} = 0$ olur.

$$-\tau_\delta \pi D_i \cdot dz - \frac{\pi D_i^2}{4} dP = 0 \quad (2.16)$$

$$\tau_\delta \pi D_i = -\frac{\pi D_i^2}{4} \cdot \frac{dP}{dz}$$

$$\frac{dP}{dz} = -f \frac{\rho_g u_g^2}{D_i}$$

$$\tau_\delta = f \frac{\rho_g u_g^2}{2} \quad (2.16a)$$

$$\tau_\delta = f_g \left[\frac{G^2 x^2}{2 \rho_g (1 - \frac{4\delta}{D_i})} \right] \quad (\text{Carey, 1984}) \quad (2.16b)$$

$f = \frac{16}{Re}$ laminar akış için sürtünme katsayısıdır.

Blasius eşitliğine göre sürtünme katsayısı türbülanslı akış için $f = 0,079.(Re)^{-0,25}$ dir.

Carey (1992) tarafından iç yüzeyi pürüzsüz bir boru içindeki akış için aşağıdaki eşitlik önerilmiştir:

$$f_g = 0,079 \left[\frac{Gx(D_i - \delta)}{\mu_g(1 - 4\delta/D_i)} \right]^{-0,25} \quad (2.16c)$$

Cavallini (2000) iç yüzeyi mikro kanatlı bir boru içindeki akış için aşağıdaki eşitlik önerilmiştir:

$$f_g = \frac{[1.74 - 2.\log(2.Rx_f)]^{-2}}{4} \quad (2.16d)$$

Burada Rx_f geometrik iyileştirme faktörü $Rx_f = \frac{0,18 \left(\frac{e}{D_i} \right)}{(0,1 + \cos \beta)}$ olarak ifade edilmiştir.

Ortalama hız $\bar{u} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u.dy = \frac{1}{\delta} \frac{(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l} \cdot \delta^2 \left(\frac{\delta}{2} - \frac{\delta}{6} \right) \pm \frac{\tau_\delta \delta}{2\mu_l}$

$$\bar{u} = \frac{(\rho_l - \rho_g)g\delta^2}{3\mu_l} \pm \frac{\tau_\delta \delta}{2\mu_l} \quad \text{olarak elde edilir.} \quad (2.17)$$

z mesafesinde kütle debisi $\dot{m}$

$$\dot{m} = \bar{u}\rho_l b\delta = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gb\delta^3}{3\mu_l} \pm \frac{\rho_l \tau_\delta \delta^2 b}{2\mu_l} \quad (2.18)$$

Enerji dengesinden film kalınlığı δ hesaplanabilir:

$$k_l \frac{(T_s - T_{wl})}{\delta} b.dz = h_{fg} \cdot \dot{m} \quad (2.19)$$

(2.18) ve (2.19) numaralı denklemlerden

$$\delta^4 \pm \frac{4}{3} \frac{\tau_\delta \delta^3}{(\rho_l - \rho_g)g} = \frac{4k_l \mu_l (T_s - T_{wl})}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g \cdot h_{fg}} z \quad (2.20)$$

elde edilir ve ısı geçişi δ' 'ya bağlı olarak yazılabilir:

$$q'' = \frac{k_l(T_s - T_{wl})}{\delta} \quad (2.21)$$

2.3 Akış Haritaları

Faz değişimleri sırasında meydana gelen akış tiplerinin tespit edilebilmesi için başvuru olan yöntemlerden biri de akış haritalarından faydalanmaktır. Akış tipleri harita üzerinde belirli bölgelere sahiptir. Boyutsuz faz hızları (j_l veya j_g) veya bu hızları içeren genel parametreler sayesinde akışın tipi belirlenmektedir. Collier & Thome (1994) akış tiplerini etkileyen pek çok değişkenin var olduğunu, buna karşın bu değişkenlerin etkisini iki boyutlu harita kullanarak göstermenin mümkün olmadığını belirtmişlerdir. Her akış rejiminin ayrı ayrı incelenmesinin ve bunun yanında eşitliklerin de incelenen akış tipine özel olmasının hassasiyeti artıracağını vurgulamışlardır. Akış rejimi çalışmalarının yaygın olarak yapıldığını ve halen gelişmekte olduğunu belirtmişlerdir. Şekil 2.3'de sıvı-gaz oranlarına göre akım tipinin düşey borularda değişimi görülmektedir. Burada gaz fazı oranı sıvı fazına göre arttıkça kabarcıklı akımdan halka akımına bir değişim söz konusudur.

Kabarcıklı akışta gaz veya buhar fazı tane olarak hareket halindeki sıvı fazı içinde dağılmıştır. Tıkaçlı akışta buhar veya gaz fazına ait kabarcıkların çapı hemen hemen boru çapı kadardır. Gaz kabarcıklarını boru çeperinden yavaş hareket eden sıvı filmi ayırmaktadır.

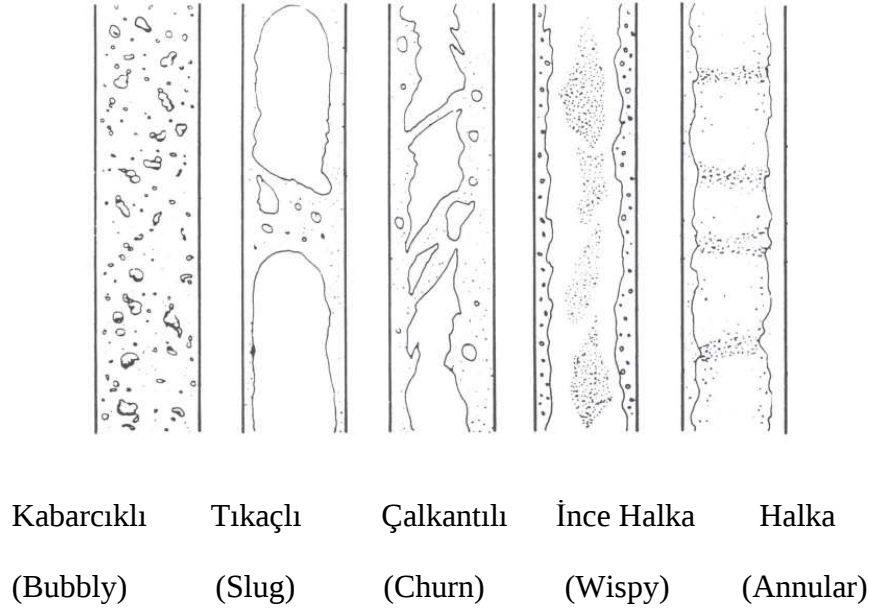
Çalkantılı akış tıkaçlı akıştaki geniş buhar kabarcıklarının parçalanmasıyla oluşur. Bu bölge yarı-halka veya çalkantılı-halka olarak da tanımlanabilir. İnce halka akış Hewitt-Hal-Taylor (1970) araştırmaları sonucu geliştirilmiştir. Bu akış tipinde buhar içinde sıvı kabarcıkları vardır ve sürüklenmektedirler, bu akış tipi yüksek kütleli akılarda görülmektedir. Halka akışta sıvı filmi boru çeperinde sürekli bir yapı oluşturarak buhar fazını çevrelemektedir.

Düşey bir boru içinde akış rejimi haritası olarak Hewitt & Roberts (1969) in hazırladığı harita yaygın olarak kullanılmaktadır (şekil 2.4). Araştırmacılar haritayı hazırlarken düşük basınçtaki hava-su akışkan çifti ve yüksek basınçtaki su-su buharı akışkan çifti için gözlemler yapmışlardır. Bu amaçla 1-3 cm çapında düşey boru kullanmışlardır. Sıvı ve buhar fazlarına ait momentum akılarından ($\rho_l j_l^2$, $\rho_g j_g^2$) yararlanmışlardır. Bu akıları kütleli akı (G) ve dinamik buhar kalitesine (x) bağlı olarak da yazmanın mümkün olduğunu göstermişlerdir.

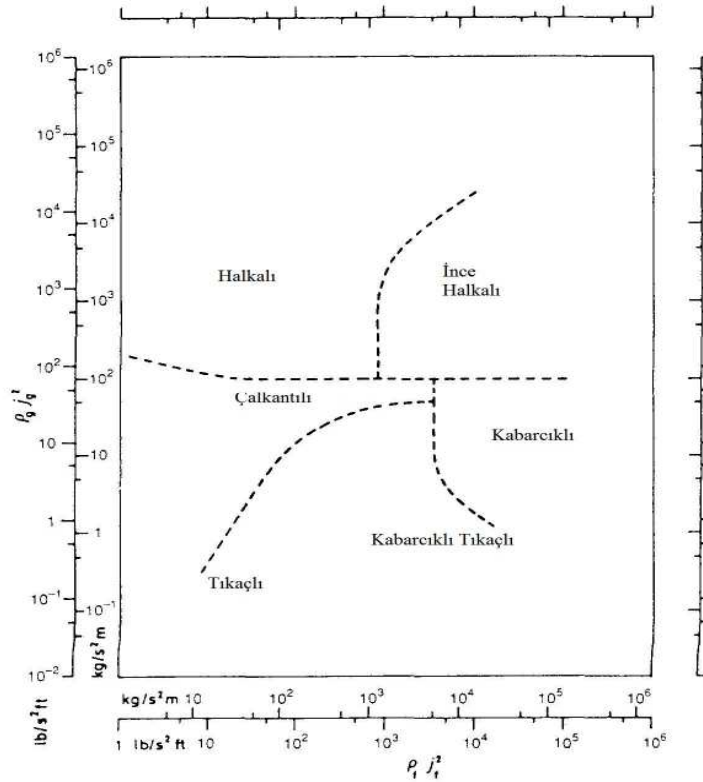
$$\rho_l j_l^2 = \frac{(G.(1-x))^2}{\rho_l} \quad (2.22)$$

$$\rho_g j_g^2 = \frac{(G.x)^2}{\rho_g} \quad (2.23)$$

Akış haritalarının haricinde eşitliklerle de akış tipine karar vermek mümkündür. Bu konuda Ackers & Rosson (1960), Sardesai (1981), Shah (1979), Dobson & Chato (1998), El Hajal (2003) çalışmaları yapmışlardır.



Şekil 2.3 Aynı yönlü akış için akım tipleri (Collier&Thome 1994)



Şekil 2.4 Hewitt ve Roberts tarafından düşey boru içindeki veriler için önerilen akış haritası (Collier&Thoma 1994)

2.4 Basınç Düşümü

Buharın yoğunlaştığı akım içinde toplam basınç düşümü üç temel kısımdan oluşur, bunlar yerçekimi, ivmelenme ve sürtünme basınç düşümüdür.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right) = \left(\frac{dP}{dz}\right)_F + \left(\frac{dP}{dz}\right)_G + \left(\frac{dP}{dz}\right)_A \quad (2.24)$$

Yerçekimi basınç düşümü (2.25) denklemi ile yazılabilir:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_G = \rho_g \cdot g \cdot \sin \beta \quad (2.25)$$

Burada β açısı borunun yatayla yapmış olduğu açıdır. $(dP/dz)_G$ sadece düşey borularda hesaba katılır.

İvmelenme basınç düşümü aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_A = G^2 \frac{d}{dz} \left\{ \frac{x^2}{(\rho_g \cdot \alpha)} + \frac{(1-x)^2}{[\rho_l \cdot (1-\alpha)]} \right\} \quad (2.26)$$

Carey (1992) buhar yoğunluğunun ($P=8$ bar, 1200 kg/m^3) sıvı yoğunluğuna ($P=8$ bar, 50 kg/m^3) göre çok küçük olduğu, sıvı filminin ince olduğu durumlar için eşitlik 2.26'daki parantezin içindeki ikinci terimin ihmal edilebileceğini belirtmiştir. Carey (1992) boşluk oranının boru boyunca değişiminin düşük olduğu durumu göz önüne almış ve eşitlik (2.26)'yı aşağıdaki şekilde sadeleştirmiştir:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_A = -\frac{2xD_i G^2}{\rho_g (D_i - 2\delta)} \frac{dx}{dz} \quad (2.27)$$

Enerji dengesinden:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{4q''}{D_i G h_{fg}} = \frac{4h_i (T_s - T_{wi})}{D_i G h_{fg}} \quad (2.28)$$

Carey (1992) boru içindeki toplam basınç düşümü için eşitlik (2.29)'u önermiştir, eşitliklerinde ρ_g yerine hayali (fiktif) buhar yoğunluğu (ρ_g^*) kullanmıştır, eşitlikteki ilk terim hidrostatik basınç düşümünü, ikincisi sürtünme basınç düşümünü, üçüncüsü ivmelenme basınç düşümünü ifade etmektedir:

$$\rho_g^* g = \rho_g g - \frac{4\tau_\delta}{D_i - 2\delta} - \frac{2xD_i G^2}{\rho_g (D_i - 2\delta)} \left(\frac{dx}{dz}\right) \quad (2.29)$$

Basitleştirilmiş ara yüzey kayma gerilmesi hesabına ek olarak ısı geçişi katsayısının

bulunması bu şartlarda sadece iteratif bir teknikle mümkündür. Belirtilen G , T_{wi} , P , termofiziksel özellikler gibi değerler ışığında aşağıdaki işlem sırası uygulanmalıdır:

1. δ değeri seçilir,
2. dx/dz değerini bulabilmek için eşitlik 2.28 ve 2.11a dan yararlanılır,
3. τ_δ değerini bulabilmek için 2.16b, 2.16c ve 2.16d eşitlikleri kullanılır,
4. Eşitlik 2.29 yardımıyla ρ_g^* değeri bulunur,
5. Eşitlik 2.20 ile hesap edilen δ değeri, ρ_g^* değeri ve τ_δ değeri konur. Eşitliğin her iki tarafını birbirine eşit ya da çok yakın olmasını sağlayan δ ve h_l değerleri aranılan değerlerdir.

Bu tip bir analiz boru boyunca basınç düşümünün sistem basıncına oranla küçük olduğu, laminar akışın geçerli olduğu durumlarda termofiziksel özellikler sabit kabul edilerek çözüme ulaşılmasına imkan verir.

3. KAYNAKLARDA BORU İÇİNDE YOĞUŞMAYI İÇEREN ÇALIŞMALAR

3.1 Düşey Boru İçinde Yoğuşma İle İlgili Araştırmalar

S.L. Chen & Arkadaşları (1987), geliştirdikleri modelin ara yüzey kayma gerilmesi bilindiği takdirde yoğuşma modellerine kolaylıkla uygulanabileceğini vurgulamışlardır. Düşey ve yatay boruda aynı yönlü halka akışla beraber yine düşey boruda karşı yönlü (reflux) halka akış için çalışmalar yapmışlardır. Film kalınlığının boru yarıçapına göre çok ince olduğu durumlarda düşey boru içindeki aynı yönlü halka akışın düşey levha üzerinde meydana gelen yoğuşma olayına benzediğini, aynı zamanda yatay boru içindeki halka akışa da benzediğini belirtmişlerdir.

S.Oh ve S.T. Revankar (2005), çalışmalarında düşey durumda iç yüzeyi pürüzsüz 26,6 mm iç çapındaki bir boru içinde akışkanın boru içinde yerçekimi yönündeki hareketinde yoğuşma ısı geçişi katsayısının sistem basıncı arttığı zaman azaldığını bildirmişlerdir. Boru içinde yoğuşan akışkanın doyma sıcaklığı ile boru iç yüzey sıcaklığı arasındaki fark arttıkça yoğuşma ısı geçişi katsayısının azaldığını yaptıkları deneysel çalışma ile göstermişlerdir.

Shah (1979), Shah 10 farklı akışkan için, çok geniş bir parametre aralığında, 474 adet veri noktasını türbülanslı akış şartları için %15,4 hata değerindeki ısı taşınım katsayısı bağıntısını oluşturmuştur. Shah bağıntısını oluştururken R11, R12, R113, methanol, ethanol, benzen, toluen akışkanlarını, yatay, eğimli, düşey borularda 7-40 mm iç çaplarındaki pürüzsüz boruları kullanarak hem boru içinde hemde borunun dışındaki halka tarafında yoğuşmayı incelemiştir. Bu çalışmalarda parametre değerleri (P/P_{cr}) 0,002-0,44, doyma sıcaklıkları 21-310°C, buhar hızları 3-300 m/s, buhar kalitesi 0-100%, kütleli akı 39000-758000 kg/m²h, ısı akısı 158-1893000 W/m², sıvı Re sayısı 100-63000, sıvı Pr sayısı 1-13 arasındadır.

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
CHEN ve ARKADAŞLARI (1987)	Sabit duvar sıcaklığının geçerli olduğu Nusselt teorisine göre $Nu_N = \frac{h_N}{k_l} \left(\frac{v_l}{g} \right)^{1/3} = \left(\frac{3}{4} Re_z \right)^{-1/3} \quad (3.1)$ Laminar-dalgalı rejim için ($Re_z > 20$) Chun & Seban (1971) $Nu_L = 0,823.Re_z^{-0,22} \quad \text{olarak önermişlerdir.} \quad (3.2)$ Blangetti & Schlunder (1978) tam gelişmiş türbülantlı akış için ($Re_z > 1800$) yerel Nusselt sayısını aşağıdaki gibi önermişlerdir: $Nu_T = 0,00402.Re_z^{0,4} Pr^{0,65}$ Yüksek değerlerde ara yüzey kayma gerilmesinin geçerli olduğu durumlar için Soliman (1968) aşağıdaki eşitlikleri önermiştir: $Nu_\delta = 0,036.Pr^{0,65} \tau_\delta^{*1/2} \quad (3.3)$ $\tau_\delta^* = \frac{\tau_\delta}{\rho_l (g v_l)^{2/3}} \quad (3.4)$ Yerçekimi etkisiyle akan buhar için film yoğuşmasındaki Nusselt sayısı eşitlik (3.2) ve (3.3)'den $Nu = \left[(Nu_L^{n_1}) + (Nu_T^{n_1}) \right]^{1/n_1} \quad \text{şeklini alır.} \quad (3.5)$ Yavaş akan buhar ve yüksek değerlerdeki arayüzey kayma gerilmesini içeren film yoğuşması için bu eşitlik aşağıdaki gibi önerilir: $Nu_z = \left[(Nu^{n_2}) + (Nu_\delta^{n_2}) \right]^{1/n_2} \quad (3.6)$ Deneyssel verileri göz önüne alarak Blangetti & Schlunder (1978) 30 mm iç çapında, düşey bir boruda aynı yönlü akan yerel ısı geçişi katsayısı için $n_1 = 6$ ve $n_2 = 2$ değerlerini elde etmişlerdir. (3.6) nolu eşitlik yerel film yoğuşması ısı geçişi katsayısı için yeniden düzenlenirse aşağıdaki şekli alır. $Nu_z = \frac{h_z}{k_l} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} = \left[\left(0,31.Re_z^{-1,32} + \frac{Re_z^{2,4} Pr^{3,9}}{2,37.10^{14}} \right)^{1/3} + \frac{Pr^{1,3}}{771,6} \tau_\delta^* \right]^{1/2} \quad (3.7)$

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
CHEN ve ARKADAŞLARI (1987) devamı	Dukler (1960) düşey borularda, iki fazlı aynı yönlü akış üzerine yaptığı deneysel çalışma sonuçlarına dayanarak iki fazlı basınç düşümü için bu amprik eşitliği geliştirmiştir: $\tau_{\delta}^* = A(Re_T - Re_z)^{1,4} Re_z^{0,4} \quad (3.8)$ $A = \frac{0,252\mu_l^{1,177}\mu_g^{0,156}}{D_l^2 g^{2/3}\rho_l^{0,553}\rho_g^{0,78}} \quad (3.9)$ Chen & Arkadaşları (1987) eşitlik (3.8) ve eşitlik (3.7) yi birleştirerek aşağıdaki ifadeyi önermiştir: $Nu_z = \left[\left(0,31.Re_z^{-1,32} + \frac{Re_z^{2,4} Pr^{3,9}}{2,37.10^{14}} \right)^{1/3} + \frac{Pr^{1,3} A}{771,6} (Re_T - Re_z)^{1,4} Re_z^{0,4} \right]^{1/2} \quad (3.10)$ Eşitlik (2.10) buhar hızının çok yüksek olduğu zaman yatay boruda meydana gelen yoğuşma olayındaki halka akış akım tipi için de geçerlidir. Chen yerçekimini ihmal ederek bu eşitliği $Nu_z = 0,036 Pr^{0,65} A^{0,5} (Re_T - Re_z)^{0,7} Re_z^{0,2} \text{ şekline dönüştürmüştür.} \quad (3.11)$ Sıvı faz özelliklerindeki değişim ihmal edilirse, ortalama Nusselt sayısı için $\overline{Nu} = \frac{h}{k_l} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} = Re_l \left(\int_0^{Re_l} \frac{dRe_z}{Nu_z} \right)^{-1} \text{ eşitliği elde edilir.} \quad (3.12)$ Chen & Arkadaşları (1987), Churchill & Usagi (1972) metodunu kullanarak, ortalama Nusselt sayısını farklı rejimler için yukarıdaki eşitliği geliştirerek aşağıdaki ifadeleri sunmuşlardır: Laminar-dalgalı akış için $\overline{Nu}_L = 1,003.Re_l^{-0,22} \quad (3.13)$ Türbülanslı akış için $\overline{Nu}_T = 2,412.10^{-3} Re_l^{0,4} Pr^{0,65} \quad (3.14)$ Yüksek kayma gerilmeli rejimler için $\overline{Nu}_{\delta} = 0,036 Pr^{0,65} \tau_{\delta}^{*-1/2} \quad (3.15)$ Eşitlik (3.4) ve (3.9) eşitlik (3.13)'te yerine yerleştirilip, bazı terimlerde ihmal edilirse aşağıdaki eşitlik elde edilir:

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
CHEN ve ARKADAŞLARI (1987) devamı	$\overline{\tau}_\delta^* = A \frac{Re_1^2}{Re_T^{0,2}} \left(\frac{Re_1}{Re_T} \right)^{-1,6} \left(1,25 + 0,39 \frac{Re_1}{Re_T} \right)^{-2} \quad (3.16)$ Eşitlik (3.11), (3.14),(3.15),(3.16) yeniden düzenlenirse $\overline{Nu} = \left(Re_1^{-0,44} + \frac{Re_1^{0,8} Pr^{1,3}}{1,718.10^5} + \frac{Pr^{1/3} \overline{\tau}_\delta^*}{771,6} \right)^{1/2} \text{ bulunur.} \quad (3.17)$ Yukarıdaki eşitlik ara yüzey kayma gerilmesi ihmal edilerek basitleştirilebilir: $\overline{Nu} = \left(Re_1^{-0,44} + \frac{Re_1^{0,8} Pr^{1,3}}{1,718.10^5} \right)^{1/2} \quad (3.18)$ Eşitlik (3.18) yatay borularda, halka akış durumunda ortalama yoğunlaşma ısı geçişi katsayısının bulunuşunda da kullanılabilir. Barnea (1982) $Re_1=Re_T$ olarak düşey boruda aynı yönlü halka akışı için $\overline{Nu} = \left(Re_1^{-0,44} + \frac{Re_1^{0,8} Pr^{1,3}}{1,718.10^5} + \frac{A.Pr^{1/3} Re_T^{1,8}}{2075,3} \right)^{1/2} \text{ olarak önermiştir.} \quad (3.19)$
REVANKAR ve ARKADAŞLARI (2005)	Sıvı filmi için $\tau_1 = (\rho_1 - \rho_g)g(\delta - y) + \tau_\delta$ (3.20) Laminer sıvı filmi içindeki hız profili $u_1 = \frac{(\rho_1 - \rho_g)g}{\mu_1} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right) + \frac{\tau_\delta}{\mu_1} y$ (3.21) Hız profili kullanılarak sıvı debisi için $m_1 = 2\pi R \rho_1 \int_0^\delta u_1(y) dy$ ve (3.22) $\Gamma = \frac{m_1}{2\pi R} = \frac{\rho_1(\rho_1 - \rho_g)g}{3\mu_1} \delta^3 + \frac{\tau_\delta}{2\mu_1} \rho_1 \delta^2 \quad (3.23)$ Yazılarak bu eşitlikler boyutsuz parametrelerle sadeleştirilirse: $Re_1 = \frac{4\Gamma}{\mu_1} = \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_1} \right) \left(\frac{4}{3} (\delta^*)^3 + 2\tau_\delta^* (\delta^*)^2 \right) \quad \text{ve} \quad (3.24)$ Boyutsuz ara yüzey kayma gerilmesi $\tau_\delta^* = \tau_\delta (g(\rho_1 - \rho_g) \mathcal{L})^{-1}$ bulunur. Film ve gaz bölgeleri ara yüzeyde dengelenirse ısı geçiş miktarları

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
REVANKAR ve ARKADAŞLARI (2005) devamı	$\dot{m} h_{fg} = h_1 (T_s - T_{wl})$ olur. (3.25) Laminar akım için sıcaklık dağılımının sıvı filmi içinde hemen hemen doğrusal olduğu kabulü ile film ısı geçişi katsayısı: $h_1 = \frac{k_l}{\delta(z)}$ olur. (3.26) Eşitlik (3.26)'ya Mc.Adams (1954) düzeltme faktörü eklenince yerel ısı geçişi katsayısı (ara yüzeyde dalga etkisi, $Re_1 < 40$) $h_1 = 1,2 \frac{k_l}{\delta(z)}$ olur. (3.27) Blangetti (1982) sıvı filmi içindeki türbülansstan gelen ısı geçişi iyileşmesi için: $Nu_1 = \frac{h_1 \mathcal{L}}{k_l} = (Nu_L^4 + Nu_T^4)^{1/4}$ önermiştir. (3.28) Boyutsuz karakteristik uzunluk $\mathcal{L} = \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3}$ dır. (3.29) Teorik laminar film akımı Nusselt sayısı boyutsuz film kalınlığından bulunabilir: $Nu_L = \frac{1}{\delta^*}$ (3.30) Boyutsuz film kalınlığı $\delta^* = \delta / \mathcal{L}$ olarak ifade edilir. Türbülanslı film Nusselt sayısı aşağıdaki amprik eşitlikten bulunabilir: $Nu_T = a Re_1^b Pr_1^c (1 + e(\tau_\delta^*))^f$ (3.31) a,b,c,e,f katsayıları τ_δ^* değerine göre değişmektedir. Ara yüzey sürtünme katsayısı: $f = \frac{\tau_\delta}{\rho_g (u_g - u_1)^2 / 2}$ olarak önerilmiştir (3.32) Ara yüzey film hızı ortalama buhar hızından yüksek olduğu zaman ara yüzey sürtünme faktörü sıfır alınmalıdır. Duvardaki terleme olayı ile benzeşim kurmuşlardır, bunu yaparken Couette akış analizinden yararlanmışlardır, 0 indisi terlemesiz durumu ifade etmektedir: Kays & Crawford (1993)'e göre: $\frac{f}{f_o} = \frac{b_f}{\exp(b_f) - 1}$ (3.33)

Çizelge 3.1 Kaynaklarda düşey borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
REVANKAR ve ARKADAŞLARI (2005) devamı	$b_f = \frac{m_c'' / (\rho_g \cdot u_{g,ort})}{(f_0 / 2)} \quad (3.34)$ Türbülanslı sürtünme faktörü için Blasius eşitliği: $f_0 = 0,079 Re_d^{-0,25}$ (3.35) Laminar sürtünme faktörü için sürtünme katsayısı: $f_0 = \frac{16}{Re_d}$ (3.36) Çapı esas alan Reynolds sayısı $Re_d = \frac{G \cdot D_i}{\mu_1}$ geçerlidir. (3.37)
SHAH (1979)	Shah (1976)'a göre parametreler $\psi = 1,8 / Co^{0,8}$ (3.38) $\psi = h_{TP} / h_l$ (3.39) $Co = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} (\rho_g / \rho_l)^{0,5}$ olarak verilmiştir. (3.40) Boyutsuz sıvı fazın ısı taşınım katsayısı: $h_l = h_L (1 - x)^{0,8}$ (3.41) Dittus-Boelter (1930) $h_L = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l / D_l$ (3.42) Shah (1978) deneysel verilerine göre $Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} (p / p_{cr})^{0,4}$ (3.43) $\psi = 1 + 3,8 / Z^{0,95}$ olarak verilmiştir. (3.44) İki fazlı kaynama/yoğuşma $h_{TP} = h_L \left[(1 - x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1 - x)^{0,04}}{(p / p_{cr})^{0,38}} \right]$ (3.45) $\overline{h_{TP}} = \frac{1}{Z} \int_0^L h_{TP,L} dz$ integre edilirse (3.46) $\overline{h_{TP}} = \frac{h_L}{(z_2 - z_1)} \int_{z_1}^{z_2} \left[(1 - x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1 - x)^{0,04}}{(p / p_{cr})^{0,38}} \right] dz$ (3.47) $\overline{h_{TP}} = \frac{h_L}{(x_2 - x_1)} \left[-\frac{(1 - x)^{1,8}}{1,8} + \frac{3,8}{(p / p_{cr})^{0,38}} \left(\frac{x^{1,76}}{1,76} - \frac{0,04x^{2,76}}{2,76} \right) \right] \Bigg _{x_1}^{x_2}$ (3.48) $\overline{h_{TP}} = h_L (0,55 + 2,09(P / P_{cr})^{0,38})$ elde edilir. (3.49)

3.2 Mikro Kanatlı Boru İçinde Yoğuşma Alanında Mevcut Olan Araştırmalar

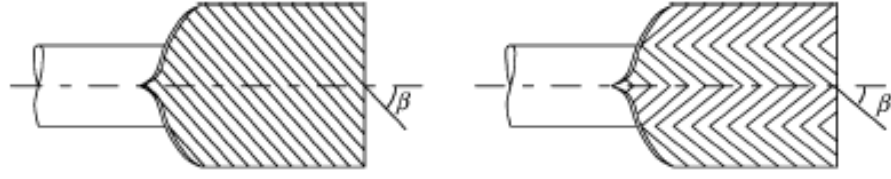
Helisel yivli yatay mikro kanatlı borular iklimlendirme cihazlarında yüksek ısı geçişi performansları ve orta derecede basınç düşümleri yaratmaları nedeniyle yaygın olarak kullanım alanları bulmaktadır. İlk olarak Fuji (1977) tarafından geliştirilen mikro kanatlı boruları referans alarak zaman içinde pek çok araştırmacı yoğuşma amaçlı çalışmalar yapmıştır. Bu araştırmacıların bazıları Carpenter (1951), Akers (1960), Chen (1987), Boyko (1967), Soliman (1968), Travis (1973), Newell (2003), Shah (1978), Cavallini (2000) ve Webb (1996) olarak gösterilebilir. Uygulamada tasarım aşamasında ısı geçişi ve basınç düşümlerindeki kesin sonuçlar önemli rol oynar. Yoğuşturucularda basınç düşümü pompalama güç tüketimini etkilemesinin yanında önemli derecede ısı geçişi performansını da etkiler. Bunun sebebi yoğuşan akışkanın yoğuşma sıcaklığı ve basıncının birbirine bağımlılığından kaynaklanmaktadır.

İç yüzeyi mikro kanatlı boruları temel olarak ikiye ayırmak mümkündür. (Şekil 3.1)

- Helisel tipte olanlar (şekil 3.1a)
- Örgü (Herringbone) tipte olanlar (şekil 3.1b): Örgü tipte olanlarda Tip 1 ve Tip 2 olarak ikiye ayrılmaktadırlar.

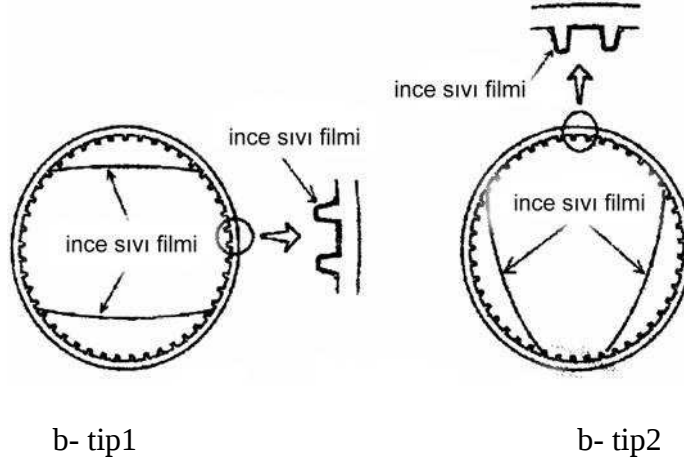
Tüm örgü (herringbone) tip mikro kanatlı boruların ısı geçişi katsayıları en yoğun olarak kütleli akının (G) değişiminden etkilenmektedirler. Yatay borularda yüksek kütleli akılarda örgü tipte olanlar ($300-400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) helisel tip mikro kanatlı boruya göre 2-4 kat daha fazla ısı geçişi katsayısı vermektedirler. Düşük kütleli akılarda ise ($100 \text{ kg/m}^2\text{s}$) helisel mikro kanatlı boru ile hemen hemen aynı veya biraz daha düşük değerlerde ısı geçişi katsayısına sahiptirler. Basınç düşümleri helisel mikro kanatlı ile benzer veya daha az değerlerde olduğu görülmüştür. Şekil 3.2 ve 3.3' de mikro kanat detayları görülmektedir.

Yapılan kaynak araştırmasında, mikro kanatlı borular içinde yoğuşmanın çoğunlukla yatay borular içinde incelendiği görülmüştür. Çizelge 3.1 de kaynaklarda mevcut olan yatay borular içinde farklı mikro kanat ve deneysel parametrelerde yapılan çalışmalar özetlemiştir.



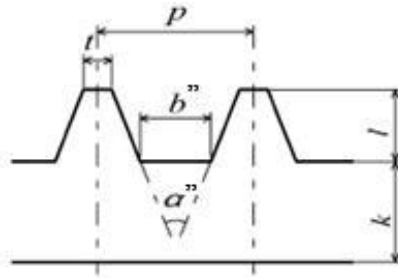
a- Helisel mikro kanatlı boru

b- Örgü tip (herringbone) mikro kanatlı boru



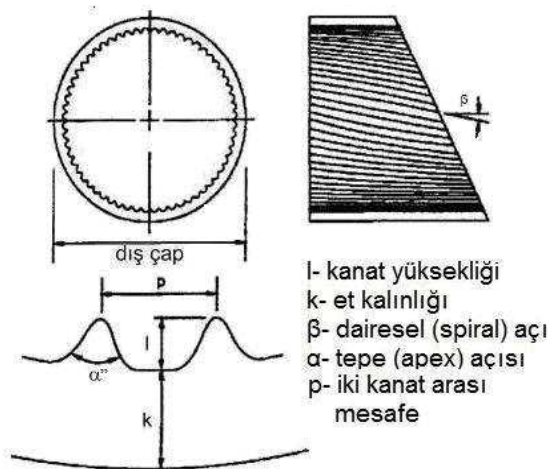
b- tip1

b- tip2

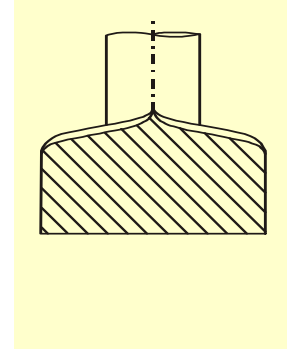


c- Kanat detayı

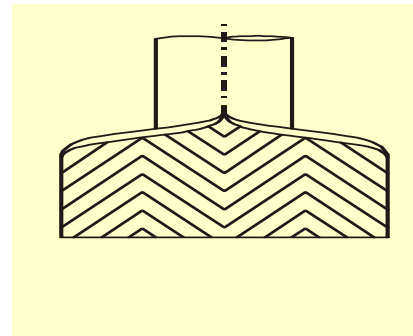
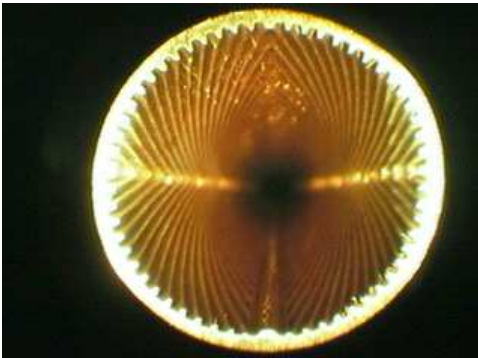
Şekil 3.1 Mikro kanatlı boru çeşitleri (Miyara, Otsubo 2002)



Şekil 3.2 Kanat ucu dairesele kesitli olan mikro kanatlı boru detayı (Schlager, 1989)



a- Helisel (spiral) mikro kanat boru detayları



b- Örgü (herringbone) mikro kanat detayları

Şekil 3.3 Mikro kanat detayları (Rose, 2004)

3.2.1 Mevcut Olan Mikrokanat ve Deney Parametrelerinden Bazıları

A. Miyara & Arkadaşları (2002), Miyara ve arkadaşları mikro kanatlı borular ile yaptıkları deneylerde yüksek kütleli akı değerlerinde örgü (herringbone) tip borular ile helisel tipe göre daha fazla ısı taşınım katsayısı elde edildiğini bildirmişlerdir. Helisel tip boruların da iç yüzeyi pürüzsüz boruya göre 2-3 kat daha fazla ısı geçişi katsayısı değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca örgü (herringbone) tip borular helisel tipe göre daha fazla basınç düşümü yaratmıştır. β açısı fazla olan örgü tip borunun diğer örgü tip boruya göre 2 kat, buna karşın pürüzsüz boruya göre %70 daha fazla basınç düşümü meydana getirdiğini belirtmişlerdir.

D. Graham & Arkadaşları (1999), hemen hemen birbirine çok yakın geometrilere sahip helisel ve aksiyal kanatlı boruların yoğunlaşma performanslarını karşılaştırmak için deneyler yapmışlardır. Yatay yivli olan boruların kütleli debinin $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve daha yüksek olduğu değerlerinde helisel olanlara göre daha performanslı olduğunu göstermişlerdir. Pürüzsüz boruya göre olan iyileşmenin buhar kalitesine (x) bağlı olduğu görülmüştür. Ayrıca yatay yivli boruların aynı şartlarda düşük buhar kalitelerinde pürüzsüz veya helisel yivli borulara göre daha iyi halkasal akış sağladığını deney verilerine Froude sayısını ve akış haritalarını uygulayarak tespit etmiştir. Düşük kütleli akı değerlerinde helisel tipli borular yatay yivli (aksiyal groved) tip ve pürüzsüz boru tipine göre daha fazla ısı geçişi katsayısı vermiştir. Yüksek kütleli akı değerlerinde yatay yivli tip en yüksek ısı geçişi katsayısı değerlerini vermiştir.

S. Koyama & Arkadaşları (2000), bu çalışmalarında HFC32, HFC125, HFC134a akışkanlarını karıştırarak, yatay mikro kanatlı boru içinde yoğunlaşmadaki yerel ısı ve kütle geçişini incelemişlerdir. Doymuş buhar kullanmışlardır ve sürtünme basınç düşümü Haraguchi (1993) nin ampirik eşitliği ile, sıvının ısı taşınım katsayısını Yu-Koyama (1998) ampirik eşitliği ile incelemişlerdir. Aynı deneyleri R407 akışkanı içinde yapıp sonuçları karşılaştırmışlardır. Yoğunlaşma ısı taşınım katsayısını kütleli akı $100-300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerlerinde, 1 m. uzunluğundaki, 6,52 mm iç çapındaki mikro kanatlı bakır boru için bulmuşlardır. Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayıları $\pm\%30$, ısı akıları $\pm\%10$ hata bandı içinde kalmıştır.

H.S. Wang & Arkadaşları (2003), kaynaklardaki mevcut eşitlikleri, kendi deneyel verileriyle, yatay boruda, farklı akışkanların yoğunlaşmasında, sürtünme basınç düşümleri açısından karşılaştırmışlardır. Sonuçları Newell & Shah (1999), Goto (2001), Choi (2001) eşitlikleri ile $\pm\%20$ hata içinde kalmıştır, 8 farklı mikro kanatlı boru kullanmışlardır. Kütleli akı aralığı $75-459 \text{ kg/m}^2\text{s}$, kullandıkları akışkanlar R11, R123, 134a, R22, R32, R125, R410A,

boru iç çapları 6,41-8,91 mm'dir.

A. Miyara & Arkadaşları (2003), 5 farklı örgü tipinde mikro kanatlı boru içinde, R410A akışkanı kullanarak, kanat yüksekliği ve kanat helis açısının yoğunlaşmaya etkisini incelemiştir. Yüksek kütleli akı şartlarında, ısı geçişi katsayıları 2-4 kat helisel olana göre daha fazla çıkmıştır. Düşük buhar debilerinde kullandıkları tüm mikro kanatlar benzer sonuçlar vermiştir. Isı geçişi iyileştirmesinin kanat yüksekliğinin 0,18 mm olana kadar arttığını, 0,18 mm den sonrası için iyileşmenin durduğunu belirtmişlerdir.

Nozu & Arkadaşları (1998), yatay farklı kanat geometrilerine sahip mikro kanatlı borular ve iç yüzeyi pürüzsüz düz bir boru içinde CFC11 akışkanının yoğunlaşması sırasında yerel ısı geçişi ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Akış rejimleri cihazlar ile gözlenmiş ve fotoğrafları çekilmiştir. İç yüzeyi pürüzsüz boruya göre test ettikleri mikro kanatlı boruların %70 daha fazla basınç düşümüne neden oldukları belirlenmiştir. Akışkanın kütleli hızını esas alan sürtünme basınç gradyeni için eşitlik çıkarılmıştır, hata bandı değeri %8,3 olmuştur.

3.2.2 Mevcut Olan Mikro Kanatlar İçin Isı Geçiş Modellerinden Bazıları

Miyara & Arkadaşları (2000), yatay boruda R410A, R22 kullanarak yoğunlaşma olayını pürüzsüz ve mikro kanatlı borular için incelemiştir. Akışı özel cihazlarla gözlemlemiştir. Örgü tipindeki (herringbone) mikro kanatlı borularda yoğunlaşma sıvısının yerini fotoğraflamışlardır. Koyama ve Yu (1998) nun eşitliklerinden yararlanmışlardır.



a- Örgü tip 1



b- Örgü tip 2

Şekil 3.4 Yoğunlaşma sıvısının örgü tipindeki mikro kanatlı borulardaki durumu (Miyara 2000)

Çizelge 3.2 Kaynaklarda mevcut olan mikro kanatların ve deneysel araştırmaların parametreleri

ARAŞTIRMACI	Kanat tipi	d_m (mm)	d_c (mm)	p (mm)	l (mm)	b (mm)	t (mm)	a	b	n (adet)	k (mm)	A_{rel}/A_{maks}	Akışkan	G (kg/m ² s)	T (C)	L (m)
1- A.MYARA / Y. OTSUBO 2002 - JAPONYA	helisel tip	7	6,36	0,41	0,21	0,2	0,07	41	18	50	0,25	1,81	R410A	100-400	40	Toplam 4 m
	herring bone tip 1	7	6,4	0,35	0,22	0,23	0,05	18	16	58	0,25	2,15				Her bir parça 300 mm
	herring bone tip 2	7	6,34	0,35	0,18	0,15	0,09	33	14	59	0,27	1,83				
	herring bone tip 3	7	6,38	0,33	0,17	0,18	0,09	20	8	62	0,27	1,93				
2- D.GRAHAM/ J.C.CHATO / T.ANEWELL 1999 - AMERİKA	helisel tip	9,52	8,53	-	0,18	-	-	-	18	60	-	1,62	R134A	75-450	35	1,22 m
	yaşay yivli (axial grooved)	9,52	8,53	-	0,18	-	-	-	0	60	-	1,62				
6- S.KOYOMA / S.LEE / J.YU 2000 - JAPONYA		7,52	6,52	-	0,19	-	-	-	19	50	-	1,62	R407C	100-300	-	ilk bölgede 3 m ikinci bölgede 1 m
3- H.S.WANG / H.HONDA 2003 - JAPONYA		9,5	8,44	0,53	0,24	-	0,004	30,5	20	47	-	1,49	R11	120-459	-	3,2 m
		10	8,48	0,42	0,16	-	0,027	19,9	18	60	-	1,52	R123	99-295	-	6 m
		9,5	8,88	0,44	0,19	-	0,015	22,3	18,7	60	-	1,51	R134A	116-296	-	6 m
		7	6,5	0,39	0,21	-	0,019	19,1	18	50	-	1,71	R22	123-295	-	6 m
2003 - JAPONYA		7	6,49	0,34	0,19	-	0,018	13,1	18	60	-	1,78	R134A	94-307	-	1,2 m
		7	6,5	0,4	0,22	-	0,037	12,7	12	50	-	1,83	R410A	95-381	-	1,8 m
		7	6,41	0,39	0,15	-	0,017	22,1	15	50	-	1,48	R22	199-387	-	7,56 m
													R410A	98-308	-	1,2 m
4- A.MYARA / Y. OTSUBO / Y.MIZUTA 2003 - JAPONYA		7	6,33	0,35	0,16	0,16	0,1	33	14	58	-	1,74	R410A	100-400	40	-
		7	6,31	0,4	0,2	0,25	0,1	15	28	50	-	2,02				
5- H.S.WANG / J.W.ROSE H.HONDA	helisel tip 1	7	6,49	0,4	0,24	-	0,021	15,6	13	50	-	1,87	R134A	78-459	-	Tamamı 1,2 m
	helisel tip 2	9,5	8,91	0,45	0,2	-	0,01	23,7	18	60	-	1,52	R22 R32 R125 R11 R410A		-	3 eşit parçaya bölünmüş Tamamı 6,7 m teki 1600 mm
2003 - İNGİLTERE - JAPONYA 6- S.NOZU / H.KATAYAMA / H.HONDA N.NAKATA		9,53	8,44	-	0,24	-	-	63	20,1	47	0,2	1,49	R11	80-460	-	40
	mikro kanat tip 1	9,5	8,82	-	0,16	-	-	87	24	65	0,19	1,32				
1998 - JAPONYA 7- S.JECKELS / M.B.PATE		9,52			0,2			50	15	60	0,4		R134a	130-420	30-50	3,67
		9,52			0,2			50	18	60	0,3		R12	130-420	30-50	3,66
1991 - AMERİKA		12,7			0,2			50	17	60	0,4		R22	80-400	40	3,66
		9,52			0,2			50	17	60	0,3		R134a	120-400	40	3,66
		9,53			0,203			51	18	60	0,305		R134a	100-630	40	3,78
		15,88			0,305			45	27	60	0,635		R22	100-630	40	3,81
		7,94			0,203			57	18	50	0,3		R134a	100-630	40	3,78

Dobson ve Chato (1998), yatay boruda halka akış (annular) ve dalgalı (wavy) akış için yeni bir model geliştirmişlerdir. İki fazlı çarpan yaklaşımı kullanılarak halka akış eşitliği geliştirilip, deneysel veriler ile uyumlu olduğu anlaşılmıştır. Bu eşitlik zeotropic akışanlarda (R134a, R22, R32/R125) ayrık (stratified) akış, dalgalı (wavy) akış, halka (annular) akış, halka-damlacık (annular-mist) akış, $25 < G < 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $5 < q'' < 15 \text{ kW/m}^2$, $0,1 < x < 0,9 \%$, $35 < T_s < 45^\circ\text{C}$, $3,14 < D_i < 7 \text{ mm}$ şartlarında denenmiştir.

Kedzierski ve Goncalves (1999), yatay boruda R134a, R410a, R125 ve R32 kullanarak mikro kanatlı boru içerisinde yoğuşma ısı taşınım katsayısını araştırmışlardır. Geliştirdikleri eşitlik iç yüzeyi çapraz yivli (cross grooved) olan borularda iyi sonuçlar vermemektedir. Cooper'ın çalışmalarını baz almışlardır. Cooper çalışmalarında kritik basınç ve bir takım boyutsuz değişkenler kullanmıştır. R134a ve R22 kullanılarak yapılan deneylerde hesaplanan ve deneysel olan ısı taşınım katsayıları ile çizilen grafikteki hata bandı $\pm \%30$ dur.

Yu ve Koyoma (1998), Haraguchi tarafından iç yüzeyi pürüzsüz borularda yoğuşma ısı taşınım katsayısının hesaplanması için geliştirilen eşitliği iç yüzeyi mikro kanatlı borular için geliştirmişlerdir. Mikro kanatlı borulardaki ısı taşınım katsayısındaki artışın temel olarak ısı geçişi yüzey alanının artmasından dolayı meydana geldiğini belirtmişlerdir. Isı geçişi alanı iyileştirme katsayısını parametre olarak Haraguchi modeline eklemişlerdir. Yatay boruda R134a, R123, R22 kullanarak eşitliklerini kendi ve başka araştırmacıların deneysel verileriyle karşılaştırmışlardır, verilerin çoğunluğu $\pm \%30$ hata bandı içinde kalmıştır.

Cavallini & Arkadaşları (2000), Yu & Koyoma (1998), Kedzierski & Goncalves (1997), Miyara (1998) ait teorik modelleri, kendi teorik modelleri ve deneysel çalışmalarıyla yatay boru içinde, mikro kanat kullanımı durumunda oluşan yoğuşma ısı taşınım katsayıları açısından ve basınç düşümleri açısından karşılaştırmışlardır. Modellerine kısa kanatlar, mikro kanatlar, çapraz yivli olan borular için deneysel katsayılar eklemişlerdir. $Re_{eq} > 15000$, $3 < Pr_1 < 6,5$, $0,3 < Bo.Fr < 508$, $7^\circ < \beta < 30^\circ$ şartlarında önerdikleri model geçerlidir. Geliştirdikleri basınç düşümü eşitliklerini Kedzierski & Goncalves (1997), Haraguchi (1993), Miyara (1998), Nozu (1998) ait eşitliklerle karşılaştırmışlardır. Tüm sonuçlar $\pm \%20$ hata bandı içinde kalmıştır.

Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
MIYARA ve ARKADAŞLARI (2000)	$Nu = \frac{h_1 \cdot D_i}{k_1} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2} \quad (3.50)$
	$Nu_F = 0,152 \cdot (Pr_1 \cdot R)^{0,7} (\phi_g / X_{tt}) \cdot Re_1^{0,4} \quad (3.51)$
	Yoğunluk-vizkozite oranı $R = \left(\frac{\rho_l \mu_l}{\rho_g \mu_g} \right)^{0,5} \quad (3.52)$
	Martinelli parametresi $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (3.53)$
	$\phi_g = 1,1 + 1,3 \cdot \left[\frac{G \cdot X_{tt}}{[g \cdot D_i \cdot \rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \right]^{0,35} \quad (3.54)$
	İki fazlı Reynolds sayısı $Re_1 = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_l} \quad (3.55)$
	$Nu_B = \frac{0,725}{(A_{mf} / A_s)^{0,25}} \cdot H(\alpha) \cdot \left(\frac{Ga \cdot Pr_1}{Ph_1} \right)^{0,25} \quad (3.56)$
	$\alpha^{-1} = 1 + \left[\frac{(1-x) \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_l} \right] \cdot \left[0,4 + 0,6 \cdot \frac{[x \cdot (\frac{\rho_l}{\rho_g}) + 0,4 \cdot (1-x)]^{0,5}}{[x + 0,4 \cdot (1-x)]^{0,5}} \right] \quad (3.57)$
	$H(\alpha) = \alpha + \{10(1-\alpha)^{0,1} - 8,9\} \alpha^{0,5} (1-\alpha^{0,5}) \quad (3.58)$
	Faz değişim sayısı $Ph_1 = \frac{C_{p,l}(T_S - T_{wl})}{h_{fg}} \quad (3.59)$
	Galileo sayısı $Ga = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) D_i^3}{\mu_l^2} \quad (3.60)$
	$\frac{A_{mf}}{A_s} = \frac{n}{\pi D_i} \left[b + t + \frac{\{4l^2 + (p-b-t)^2 \cos^2 \beta\}^{0,5}}{\cos \beta} \right] \quad (3.61)$

Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
MIYARA ve ARKADAŞLARI (2000) Devamı	$h_1 = \frac{q}{(T_s - T_{wi})A_{mf} / A_s} \quad (3.62)$ $q = \frac{Q}{\pi D_i L} \quad (3.63)$ $\text{Mikro kanatlı boru için } D_i = d_o - 2 \left[k + \frac{l(p + t - b)}{2p} \right] \quad (3.64)$ $\text{Soğutma suyuna aktarılan ısı miktarı } Q = m_{su} C_{p,su} \Delta T_{su} \quad (3.65)$ $\text{Boru iç yüzey sıcaklığı } T_{wi} = T_{wo} + Q \frac{\ln(d_o / D_i)}{2\pi L k_w} \quad (3.66)$
CAVALLINI ve ARKADAŞLARI (1999)	$Nu = \frac{h_1 \cdot d_h}{k_1} = 0,05 \cdot Re_{eq}^{0,8} \cdot Pr_1^{1/3} \cdot Rx^s (Bo.Fr)^t \quad (3.67)$ $Re_{eq} = 4M \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \right] / (\pi D_i \mu_1) \quad Pr_1 = \frac{\mu_1 C_{p,l}}{k_1} \quad (3.68)$ $Rx = \left\{ \left[2 \ln(1 - \sin(\gamma/2)) \right] / \left[\pi D_i \cos(\gamma/2) \right] + 1 \right\} / \cos(\beta) \quad (3.69)$ $Fr = u_{go}^2 / (g D_i) \quad (3.70)$ $Bo = g \rho_l \pi D_i / (8 \sigma n) \quad (3.71)$ Kısa kanatlar ($l/D_i \geq 0,04$) $s=1,4$ $t= -0,08$ Mikro kanatlar ($l/D_i < 0,04$) $s=2$ $t= -0,26$ Çapraz yivli $s= 2,1$ $t= -0,26$ $Re_{eq} > 15000$ $3 < Pr_1 < 6,5$ $0,3 < Bo.Fr < 508$ $7^\circ < \beta < 30^\circ$

Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
DOBSON ve CHATO (1998)	($G > 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve tüm buhar kalitesi için) $Nu = 0,023.Re_1^{0,8}.Pr_1^{0,4} \cdot \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right] \quad (3.72)$ Sıvı faza ait iki fazlı Reynolds sayısı $Re_1 = \frac{G.(1-x).D_i}{\mu_1} \quad (3.73)$ Sıvı faza ait iki fazlı Prandtl sayısı $Pr_1 = \frac{C_{p,l}.\mu_1}{k_1} \quad (3.74)$ Dalgalı akıştaki ısı geçişi katsayısı için aşağıdaki formüller önerilmiştir. ($G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $Fr_{so} < 20$ için) $Nu = \frac{0,2.Re_{go}^{0,12}}{1+1,11.X_{tt}^{0,58}} \cdot \left[\frac{Ga.Pr_1}{J_{al}} \right]^{0,25} + \left(1 - \frac{\Theta_1}{\pi} \right).Nu_{zorlanmış} \quad (3.75)$ $Re_{go} = \frac{GD_i}{\mu_g} \quad (3.76)$ $Ga = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)D_i^3}{\mu_1^2} \quad (3.77)$ $Nu_{zorlanmış} = 0,0195.Re_1^{0,8}.Pr^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}} \quad (3.78)$ $0 < Fr_1 \leq 0,7$ koşulu için $c_1 = 4,172 + 5,48Fr_1 - 1,564Fr_1^2$ $c_2 = 1,773 - 0,169Fr_1$ $Fr_1 > 0,7$ koşulu için $c_1 = 7.242$ ve $c_2 = 1.655$ olarak önerilmiştir.

Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
DOBSON ve CHATO (1998) devamı	Jakob sayısı $Ja_1 = \frac{C_{pl}(T_S - T_{wi})}{h_{fg}}$ (3.79) Galileo sayısı $Ga = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)D_i^3}{\mu_l^2}$ (3.80) Θ_1 içeren terim aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir: $(1 - \frac{\Theta_l}{\pi}) \cong \frac{\arccos(2\alpha - 1)}{\pi}$ (3.81) Soliman (1986) tarafından halka ve dalgalı akış arasındaki sınırı ifade eden geliştirilmiş Froude sayısı aşağıdaki gibidir: $Fr_{so} = c_3 Re_1^{c_4} \left(\frac{1 + 1,09X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}}$ (3.82) $Re \leq 1250 \quad c_3 = 0,025 \quad c_4 = 1,59$ $Re > 1250 \quad c_3 = 1,26 \quad c_4 = 1,04$
YU ve KOYOMA (1998)	$Nu = \frac{h.D_i}{k_l} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ (3.83) $Nu_F = 0,152.[0,3 + 0,1.Pr_l^{1,1}](\phi_g / X_{tt}).Re_1^{0,68}$ (3.84) Sıvı faza ait iki fazlı Reynolds sayısı $Re_1 = \frac{G.(1-x).D_i}{\mu_l}$ (3.85) $\phi_g = 1,1 + 1,3.[\frac{G.X_{tt}}{[g.D_i.\rho_g.(\rho_l - \rho_g)]^{0,5}}]^{0,35}$ (3.86) $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1}$ (3.87) $Nu_B = \frac{0,725}{\eta_A^{1/4}}.H(\alpha).(\frac{Ga.Pr_l}{Ph_l})^{0,25}$ (3.88)

Çizelge 3.3 Kaynaklarda yatay borular için mevcut olan ısı geçişi modellerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
YU ve KOYOMA (1998)	Boşluk oranı fonksiyonu $H(\alpha) = \alpha + A \cdot \sqrt{\alpha} \cdot (1 - \sqrt{\alpha})$ (3.89)
devamı	$\alpha^{-1} = 1 + \left[\frac{(1-x) \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_l} \right] \cdot [0,4 + 0,6 \cdot \frac{[x \cdot (\frac{\rho_l}{\rho_g}) + 0,4 \cdot (1-x)]^{0,5}}{[x + 0,4 \cdot (1-x)]^{0,5}}]$ (3.90)
	$A = 10 \cdot (1 - \alpha)^{0,1} - 8$ (3.91)

Kaynak araştırması sonucunda yatay boru içinde yapılan deneysel çalışmalar kanat yüksekliğinin 0,18 mm'e kadar ki değerlerinde ısı geçişi katsayısında artış olduğu, 0,18 mm değerinden sonra benzer değerler görüldüğü belirlenmiştir. Buna karşın basınç düşümü değerleri de kanat yüksekliği ile beraber artmaktadır. Bu sebepten kanat yüksekliğinin 0,18 mm veya daha küçük bir değerde olması tavsiye edilmektedir. Helis açısının (β) artırılması ile hem ısı geçişi katsayısı hem de basınç düşümü artmaktadır.

3.3 Boşluk Oranı İçin Yapılan Çalışmalar

Isı geçişi ve basınç düşümü hesaplamalarında önemli faktörlerden birisi de boşluk oranıdır. Kayma oranı ile boşluk oranının tespitinde, sıvı ve buhar fazlarının birbirinden ayrı olarak ve farklı hızlarda akmakta olduğu kabulü (Collier 1994) ile:

$$\text{Kayma oranı} \quad S = \frac{V_g}{V_l} \quad (3.92)$$

$$\text{Boşluk oranı} \quad \alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) S} \quad (3.93)$$

Ayrıca boşluk oranı bir başka şekilde de yazılabilir:

$$\alpha = \frac{A_g}{A} = \left(1 - \frac{\delta}{R} \right)^2 \quad (3.94)$$

Boşluk oranını belirlemek üzere kaynaklarda oldukça fazla çalışma mevcuttur.

Zivi (1964), İki fazlı akışta minimum entropi üretimi prensibini uygulamışlardır. Enerji dağılımını (energy dissipation) minimize ederek boşluk oranı ile formüle etmiştir. Bunu

gerçekleştirmek için akış şeklinin tamamen halka şeklinde olduğunu, buhar fazının içinde hiç sıvı olmadığını, ayrıca duvar sürtünmesinden meydana gelen enerji dağılımını ihmal etmiştir. Martinelli ve Nelson (1948), Larson (1957), Maurer (1960) deneysel dataları ile karşılaştırma yapmış, alt sınırı kendi eşitliğinin üst sınırı homojen modelin oluşturduğunu ifade etmiştir. Sıvı köpüklenmesinin (liquid entrainment) önemli bir faktör olduğunu belirtmiştir. Geliştirilen ifade ayrık (Separated) akış için ve analitiktir.

Rigot (1973), En basit kayma oranı tabanlı eşitliktir, kendi uygulaması için sabit kayma oranı değeri vermiştir.

Ahren (1983), Thom (1964)'un su ve su buharı verilerinden yararlanarak geliştirmiştir. Thom (1964) kayma oranını fazların vizkozitelerine ve yoğunluklarına bağlı olarak geliştirmiştir. Buhar kalitesine bağımlılık yoktur.

Smith (1969), kendi modeli için homojen karışım ve saf sıvıdan oluşan halka (annulus) kabul etmiştir. Homojen karışımın merkezde thermal dengede değişen yoğunluk ile tek bir sıvı gibi davrandığını kabul etmiştir. Sıvı köpüklenmesini (K) homojen karışım içindeki suyun kütesinin akan toplam su kütesine oranı olarak tarif etmiştir. Farklı K sayılarında kendi eşitliğini diğer araştırmacıların deneysel dataları ile karşılaştırıp $K=0,4$ değerinin uygun olduğunu belirtmiştir. Smith (1960)'ın modeli ayrık (seperated) akış için ve yarı ampriktir ve sürtünmenin olmadığı durum içindir.

Levy (1960), Eşitliğini momentum değişimi (fazların eşit sürtünme ve basınç düşümüne sahip olduğu) modelinden elde etmiştir. Geliştirdiği model yüksek basınç ve yüksek buhar kalitelerinde su buharı içindir.

Lockhart Martinelli (1949), iki adet kabul vardır : birincisi akış tipi ne olursa olsun statik basınç fazlar için aynıdır (radyal basınç gradyeninin yokluğunda geçerli bir kabuldur), ikinci kabul ise boru boyunca akış tipinin değişmediğidir.

Wallis (1969), Lockhart Martinelli deneysel verilerini kullanarak eşitliğini oluşturmuştur. Lockhart Martinelli parametresinin sürtünme yüzey gerilimi (friction shear stres) ve basınç düşümünü dengelediğini belirtmiştir. Domanski ve Didion (1983) Wallis eşitliğini geliştirmişlerdir. Wallis eşitliğinin $X_{tt} \leq 10$ şartında geçerli olduğunu, $10 < X_{tt} < 189$ arasında kendi eşitliklerini önermişlerdir.

Baroczy (1965), Lockhart-Martinelli parametresinden yararlanarak boşluk oranı eşitliği geliştirmişlerdir. Deneylerini izotermal, iki fazlı sıvı civa-nitrojen ve su-hava çiftleri için yapmıştır. Lockhart-Martinelli'den daha fazla uygulama alanına sahiptir. Staub ve Zuber

(1964)'in deneysel verilerinden yararlanmıştır.

Tandon (1985), akışın axisymmetric olduğunu, halkanın sıvı olduğunu, buhar fazı içinde sıvı köpüğü olmadığını kabul etmiştir. Ayrıca akışın kararlı, tek boyutlu, buhar ve halkadaki akışın türbülanslı olduğunu ve önemli bir radyal basınç gradyeni olmadığını kabul etmiştir. Modelinin Zivi (1964) ve Wallis (1969) den daha hassas olduğunu, Smith (1969) modeli ile benzer sonuçlar verdiğini belirtmiştir. Modeli halka akış içindir ve yarı ampriktir.

Graham (1998), Yatay pürüzsüz boru içinde R134a ve R410A nın yoğuşmasını incelemişlerdir. Hurlburt ve Newell'in (1997) eşitliğini geliştirmiştir. Hulburt ve Newell (1997) stratified akımdan halka akıma geçişi ilk defa Froude sayısını kullanarak gösteren kişilerdi. Froude sayısı kinetik enerjinin yerçekimi potansiyel enerjisine oranıdır. Graham (1998) buna benzer olarak Froude sayısını kinetik enerjiden gelen buharın gücünü pompanın sıvıyı test borusunun alt tarafından üst tarafına kadar basması için gerekli güce oranlayarak yeni bir tarif yapmışlardır.

Todd & Arkadaşları (2003), Tandon modeli sıvı filmi için universal hız profili kullandığından kayma oranını yüksek tahmin etmektedir. "Eddy diffusivity" film kalınlığını ve kayma oranını azalttığından araştırmacıların modeli Yashar (2001) modeli ile uyumlu çıkmıştır. Bu model sıvı filminin türbülanslı olması ve yatay durumda halka akış şartlarında iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Çizelge 3.4 Kayma oranını temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
1- Zivi (1964)	$S = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-1/3} \quad (3.95)$ $\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3}} \quad (3.96)$ $\alpha = x \cdot [x + (1-x) \cdot (\rho_g / \rho_l)^{(2/3)}]^{-1} \quad (3.97)$
2- Rigot (1973)	$S = 2 \quad (3.98)$

Çizelge 3.4 Kayma oranını temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK																
3- Ahren Eşitliği (1983)	$P.I.2 = \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \tag{3.99}$																
	<table><tr><td>P.I.2</td><td>0,00116</td><td>0,0154</td><td>0,0375</td><td>0,0878</td><td>0,187</td><td>0,466</td><td>1</td></tr><tr><td>S</td><td>6,45</td><td>2,48</td><td>1,92</td><td>1,57</td><td>1,35</td><td>1,15</td><td>1</td></tr></table>	P.I.2	0,00116	0,0154	0,0375	0,0878	0,187	0,466	1	S	6,45	2,48	1,92	1,57	1,35	1,15	1
	P.I.2	0,00116	0,0154	0,0375	0,0878	0,187	0,466	1									
S	6,45	2,48	1,92	1,57	1,35	1,15	1										
4- Smith (1969)	$s = K + (1 - K) \left[\frac{\left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right) + K \left[\frac{1 - x}{x} \right]}{1 + K \left[\frac{1 - x}{x} \right]} \right]^{1/2} \qquad K=0,4 \tag{3.100}$ $\alpha = \left\{ 1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} . K . \left(\frac{1}{x} - 1 \right) + \frac{\rho_g}{\rho_l} . (1 - K) . \left(\frac{1}{x} - 1 \right) . \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K . \left(\frac{1}{x} - 1 \right)}{1 + K . \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} \right]^{1/2} \right\}^{-1} \tag{3.101}$																
5- Levy (1960)	$x = \frac{\alpha(1 - 2\alpha) + \alpha \sqrt{(1 - 2\alpha)^2 + \alpha \left[2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) (1 - \alpha)^2 + \alpha(1 - 2\alpha) \right]}}{\left[2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) (1 - \alpha)^2 + \alpha(1 - 2\alpha) \right]} \tag{3.102}$																

Çizelge 3.5 Lockhart Martinelliyi temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
1- Wallis (1969)	$\alpha = (1 + X_{tt}^{0,8})^{-0,378} \quad (3.103)$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_1} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_1}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (3.104)$

Çizelge 3.5 Lockhart Martinelliyi temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
2- Domanski ve Didion (1983)	$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (3.105)$ $\alpha = 0,823 - 0,157 \ln(X_{tt}) \quad (3.106)$
3- Baroczy (1965)	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0,13} \right]^{-1} \quad (3.107)$

Çizelge 3.6 Kütlesel akıyı temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
1- Tandon (1985)	50 < Rel < 1125 $\alpha = 1 - 1,928 \frac{Re_l^{-0,315}}{F(X_{tt})} + 0,9293 \frac{Re_l^{-0,63}}{F(X_{tt})^2} \quad (3.108)$ Rel > 1125 $\alpha = 1 - 0,38 \frac{Re_l^{-0,088}}{F(X_{tt})} + 0,0361 \frac{Re_l^{-0,176}}{F(X_{tt})^2} \quad (3.109)$ $F(X_{tt}) = 0,015 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right) \quad (3.110)$ $Re_l = \frac{GD_l}{\mu_l} \quad (3.111)$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (3.112)$

Çizelge 3.6 Kütlesel akıyı temel alan boşluk oranı eşitlikleri hakkında kaynak özeti

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
2- Graham (1998)	$F_t = \left(\frac{m_g V_g^2}{m_l g D_l} \right)^{1/2} \quad (3.113)$
	$F_t = \left(\frac{x^3 G^2}{\rho_g^2 g D_l (1-x)} \right)^{1/2} \quad (3.114)$
	$F_t > 0,01032$
	$\alpha = 1 - \exp(-1 - 0,3 \ln(F_t) - 0,0328 (\ln(F_t))^2) \quad (3.115)$
	$F_t < 0,01032 \quad \alpha = 0$
3- Todd ve Arkadaşları (2003)	$\alpha = \left[1 - 10,06 \text{Re}_l^{-0,875} (1,74 + 0,104 \text{Re}_l^{0,5})^2 (1,376 + \frac{7,242}{X_{tt}^{1,655}})^{-1/2} \right]^2 \quad (3.116)$
	$\text{Re}_l = \frac{(1-x)GD_l}{\mu_l} \quad (3.117)$

3.4 İç Yüzeyi Pürüzsüz veya Mikro Kanatlı Borular İçinde Buhar-sıvı Fazının Eş Yönlü Akması Durumunda Yoğuşmada Basınç Düşümü

3.4.1 Düşey boruda basınç düşümü

RW. Lockhart & R.C. Martinelli (1949), veriler hava ve benzen, su, çeşitli yağların iç çapı 0,14 mm – 2,58 mm boru içinde adyabatik olarak aktığı şartlar altında alınmıştır. Her fazın ayrı ayrı viskoz veya türbülanslı olarak aktığı durumlar için, dört farklı izotermal iki fazlı akış yukarıdaki iki fazlı akışkan çiftleri kullanılarak deneyler yapılmıştır. Basınç düşümü X parametresi ile ilişkilendirilmiştir. X parametresi karekök içinde boru içinde sadece sıvının akması durumunda meydana gelen basınç düşümünün, boru içinde sadece gaz akması durumundaki basınç düşümüne oranı olarak tanımlanmıştır.

X. Ma & Arkadaşları (2004), çalışmalarında düşey durumdaki 20,8 mm iç çapındaki uzunluğu 750 mm olan pürüzsüz boruyu, iç yüzeyi hem mikro kanatlı hem de tel yerleştirilmiş (wire insert) yine iç yüzeyi sadece mikro kanatlı borular ile karşılaştırmışlardır.

R113 akışkanı kullanmışlar ve buhar hızlarını 5,5 – 6,5 m/s arasında test etmişlerdir. Isı

akısının buhar tarafı sıcaklık farkı arttıkça arttığını ve en yüksek değeri iç yüzeyi hem mikro kanatlı hem de tel yerleştirilmiş boruda elde ettiklerini belirtmişlerdir. Buna karşın en yüksek basınç düşümü de bu boruda elde edilmiştir. Kendi deneysel verilerine göre test ettikleri borular için iki fazlı sürtünme çarpanları geliştirmişlerdir.

S.J. Kim & Arkadaşları (2000), nükleer rektörlerde kullanılan pasif sistemlerdeki borular gibi geniş çaplarda ve yüksek basınçlarda su buharının yoğuşmasını deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler iç çapı 46 mm olan, en yüksek 75 bar basıncında düşey bir boru içinde türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Boru yüzey sıcaklıklarını ölçerek film yoğuşması ısı taşınım katsayısı bulmuşlar, iki fazlı basınç düşümünü ölçmüşlerdir. Boru içinde halka film akışını temel alarak türbülanslı film yoğuşması modelini önermişlerdir.

Çizelge 3.7 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
R.W. Lockhart & C. Martinelli (1949)	İki fazlı sürtünme basınç düşümü $\left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_{TP} = \phi_1^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_l = \phi_g^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_g$ (3.118)
	Gaz fazı sürtünme basınç düşümü $\left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_g = \frac{2.f_g.G^2.x^2.v_g}{D_i}$ (3.119)
	Sıvı fazı sürtünme basınç düşümü $\left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_l = \frac{2.f_l.G^2.(1-x)^2.v_l}{D_i}$ (3.120)
	$f_l = \frac{C_l}{Re_l^n}$, $f_g = \frac{C_g}{Re_g^m}$ (3.121)
	$Re_g = \frac{G.x.D_i}{\mu_g}$ (3.122)
	$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l}$ (3.123)
	Lockhart-Martinelli parametresi $X = \left[\left(-\left(\frac{dp}{dz}\right)_l / \left(-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \right) \right) \right]^{1/2}$ (3.124)

Çizelge 3.7 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
R.W. Lockhart & C. Martinelli (1949) devamı	Gaz fazı için iki fazlı çarpan $\phi_g^2 = 1 + CX + X^2$ (3.125)
	Sıvı fazı için iki fazlı çarpan $\phi_l^2 = 1 + C/X + X^{-2}$ (3.126)
	T: Türbülanslı akım / L: Laminer akım
	Sıvı T L T L
	Gaz T T L L
	C 20 12 10 5
	C _l 0,046 16 0,0146 16
	C _g 0,046 0,046 16 16
	n 0,2 0,1 0,2 1
	m 0,2 0,2 1 1
X.Ma & A.Briggs & J.W. Rose (2004)	$\Delta P_t = (\Delta P_F)_t - (\Delta P_G)_t - (\Delta P_A)_t$ (3.127)
	$(\Delta P)_G = g(\alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_l)L$ (3.128)
	$(\Delta P)_A = G^2 \Delta \left[\frac{x^2}{(\alpha \rho_g)} + \frac{(1-x)^2}{((1-\alpha)\rho_l)} \right]$ (3.129)
	$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{(1-x)}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right).S}$ (3.130)
	Chisholm (1983) $S = \left((1-x) + x \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)$ (3.131)
	$(\Delta P_F)_t = (\Delta P)_{deneysel} + (\Delta P_G)_t + (\Delta P_A)_t$ (3.132)

Çizelge 3.7 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
X.Ma & A.Briggs & J.W. Rose (2004) devamı	İki fazlı sürtünme basınç katsayısı $f_{tp} = \frac{\Delta P_F}{Re_{eq}^2 \mu_1^2 / 2\rho_1} \frac{D_i^3}{4L}$ (3.133)
	Eşdeğer Reynolds sayısı $Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_i}{\mu_1}$ (3.134)
	Eşdeğer kütleli akı $G_{eq} = G(1 - x + x(\rho_1 / \rho_g)^{0,5})$ (3.135)
	İçi telli (wire insert) ve kanatlı boru için $f_{tp} = 8959 Re^{-1,0739}$ (3.136)
	İçi kanatlı boru için $f_{tp} = 2.10^7 Re_{eq}^{-1,9118}$ (3.137)
	İç yüzeyi pürüzsüz boru için $f_{tp} = 731,28 Re_{eq}^{-0,9627}$ (3.138)
S.J. Kim & H.C. No (2000)	$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_G + \left(\frac{dP}{dz} \right)_F + \left(\frac{dP}{dz} \right)_A$ (3.139)
	$\left(\frac{dP}{dz} \right)_G = \rho_g g$ (3.140)
	$\left(\frac{dP}{dz} \right)_F = 0,079 \left[\frac{Gx(D_i - \delta)}{\mu_g(1 - 4\delta/D_i)} \right]^{-0,25} \left(\frac{G^2 x^2}{2\rho_g(1 - 4\delta/D_i)} \right)$ (3.141)
	$\left(\frac{dP}{dz} \right)_A = - \frac{2xD_i G^2}{\rho_g(D_i - 2\delta)} \frac{dx}{dz}$ (3.142)

3.4.2 Yatay boruda basınç düşümü

Choi & Kedzierski (2002), Pierre (1964) eşitliğini yatay konumdaki bir boruda, yoğuşma ve buharlaşma hallerinde, pürüzsüz veya iç yüzeyi geliştirilmiş borular için genelleştirmişlerdir. Araştırmacılar basınç düşümünü hesaplamak için saf akışkanın yoğunluğunu Premoli (1971) boşluk oranı modelini kullanarak hesaplarına yansıtmışlardır. Bu modeli kullanarak boşluk oranını elde etmelerinin nedeni, bu modelin sıvı vizkozitesini ve yüzey gerilimini içermesinden ötürüdür. Araştırmacıların saf olmayan yağ içeren akışkanlar üzerine de çalışmaları olduğundan bu model onlar için önemlidir. R134a, R22, R125, R32, R407C, R410A, R32/R134a akışkanlarını kullanmışlardır.

S. Nozu & Arkadaşları (1998), yatay mikro kanatlı borularda, CFC11 akışkanı kullanarak, yoğuşma durumunda yerel ısı geçişi ve basınç düşümü hakkında araştırmalar yapmışlardır. Bir adet iç yüzeyi pürüzsüz boru ile iki adet farklı kanat ölçülerindeki mikro kanatları test etmişlerdir. Boru çapları 9,41 mm, 9,5, 9,53 mm'dir. Akışı özel cihazlarla gözlemlemişlerdir. Mikro kanatlı borular için statik basınç düşümünün pürüzsüz boruya göre % 70'e kadar daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Yerel sürtünme basınç gradyanı için eşitlik çıkarmışlardır. Akışkan kütleli debisinin akış rejimlerine etkisini incelemişlerdir.

Goto & Arkadaşları (2001-2003), ısı geçişi katsayısını ve basınç düşümünü, yoğuşma ve buharlaşma için, R410A ve HCFC22 akışkanlarını kullanarak, iç çapı 7,24 mm ile 8,01 mm arasında değişen dört farklı mikro kanatlı yatay bir boru için incelemişlerdir. $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ – $340 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında değişen kütleli akılarda, 10,9 bar – 24,1 bar basınç değerlerinde çalışmışlardır. Kendi deneysel sonuçları ile önerdikleri model $\pm 20\%$ hata bandı içinde kalmıştır. Çizelge 3.8'deki sürtünme katsayılarını buhar ve sıvı tek fazlı akışlar için spiral yivli, 8,01/7,30 mm çapında, 18° helis açısına ve 0,17 mm kanat yüksekliğine sahip C borusu olarak adlandırılan borunun yatay durumda oluşan yoğuşma durumu için ve örgü şeklinde yivlere sahip, 8,00/7,22 mm çapında, 19° helis açısına ve 0,24 mm kanat yüksekliğine sahip W borusu olarak adlandırılan borunun yatay durumda oluşan yoğuşma durumu için önermişlerdir.

Çizelge 3.8 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
J.Y. Choi & M.A. Kedzierski (2002)	$\Delta P = \Delta P_F + \Delta P_A = \left[\frac{f_N \cdot L \cdot (v_\zeta + v_g)}{D_h} + (v_\zeta - v_g) \right] \cdot G^2 \quad (3.144)$ $f_N = 0,00506 \cdot Re_{fo}^{-0,0951} \cdot K_f^{0,1554} \quad (3.145)$ Eşitlik (2.145) $\frac{Re_{fo}}{K_f} > 1$ olması halinde geçerlidir. $Re_{fo} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} \quad (3.146)$ Pierre (1964) kaynama sayısı $K_f = \frac{\Delta x \cdot h_{fg}}{L \cdot g} \quad (3.147)$ $D_h = \frac{4 \cdot A_c \cdot \cos \beta}{N \cdot S_p} \quad (3.148)$ $\rho_{ort} = \rho_l \cdot (1 - \alpha) + \rho_g \cdot \alpha \quad (3.149)$
S. Nozu & Arkadaşları (1998)	$\left(-\frac{dP}{dz} \right)_F = (\xi + \varsigma) \left(-\frac{dP}{dz} \right)_g \quad (3.150)$ $\xi = 1 + (1 + 10 / Fr)^{-0,5} (25 X_{tt}^{0,8} + 1,6 X_{tt}^2) \quad (3.151)$ $\varsigma = \frac{q}{G x \alpha^2 h_{fg} f_{g,Car}} \quad (3.152)$ $\left(-\frac{dP}{dz} \right)_g = \frac{2 f_{g,Car} (G x)^2}{\rho_g D_i} \quad (3.153)$ Carnavos (1980) tarafından önerilen iç yüzeyi kanatlı borular için: $f_{g,Car} = 0,046 Re_g^{-0,2} \frac{d_n}{d_h} \left(\frac{A_{fa}}{A_{fn}} \right)^{0,5} (\sec \beta)^{0,75} \quad (3.152)$ $Fr = \frac{G x}{\sqrt{\rho_g (\rho_l - \rho_g) g d}} \quad (3.155)$

Çizelge 3.8 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
S. Nozu & Arkadaşları (1998) devamı	Hidrolik çap $d_h = \frac{4A}{\pi d \left(\frac{A_{mf}}{A_s} \right)}$ (3.156) $\frac{A_{mf}}{A_s} = \frac{n}{\pi D_i} \left[b + t + \frac{\{4l^2 + (p - b - t)^2 \cos^2 \beta\}^{0,5}}{\cos \beta} \right]$ (3.157) Gaz fazı Reynolds sayısı $Re_g = \frac{Gdx}{\mu_g}$ (3.158) Fauske (1961) tarafından önerilen $\alpha = \left(1 + \frac{1-x}{x} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \right)^{-1}$ (3.159)
Goto & Arkadaşları (2001-2003)	$\left(-\frac{dP}{dz} \right)_F = \phi_g^2 \frac{2f_g(Gx)^2}{\rho_g D_i}$ (3.160) $\phi_g^2 = 1 + 1,64X_{tt}^{0,79}$ (3.161) $\left(-\frac{dP}{dz} \right)_F = \phi_l^2 \frac{2f_l(G(1-x))^2}{\rho_l D_i}$ (3.162) $\phi_l^2 = 1 + 7,61X_{tt}^{-1,70}$ (3.163) $Re_l = \frac{GD_i(1-x)}{\mu_l}$ (3.164) $Re_g = \frac{GD_i}{\mu_g}$ (3.165) $f = 1,47 \cdot 10^{-4} Re^{0,53} \quad 2000 \leq Re_g \leq 2600$ (3.166) $f = 0,046 \cdot Re^{-0,2} \quad 2600 < Re_g \leq 6500$ (3.167) $f = 1,23 \cdot 10^{-3} Re^{-0,21} \quad 6500 < Re_g \leq 12700$ (3.168)

Çizelge 3.8 Kaynaklardaki mevcut düşey boru içinde iki fazlı basınç düşümü eşitliklerinden bazıları

ARAŞTIRMACI	EŞİTLİK
Goto & Arkadaşları (2001-2003) devamı	$f = 9,2 \cdot 10^{-3} \quad 12700 < Re_g \quad (3.169)$
	$f = 2,17 \cdot 10^{-2} Re^{-0,08} \quad Re_g < 3900 \quad (3.170)$
	$f = 1,1 \cdot 10^{-3} Re^{0,28} \quad 3900 \leq Re_g \leq 11500 \quad (3.171)$
	$f = 1,53 \cdot 10^{-2} \quad 11500 < Re_g \quad (3.172)$

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deney Seti

Şematik resmi şekil 4.1’de verilen deney tesisatının fotoğrafları şekil 4.2 de görülmektedir. Sıvı R134a değişken hızlı, kademeli dişli pompa (1) ile önce coriolis tipi debi ölçere (2) daha sonra plakalı ısı değiştirici tipindeki buharlaştırıcıya (3) basılmaktadır. R134a’nın basıncı ve sıcaklığı buharlaştırıcı (3) giriş ve çıkışında ölçülmektedir.

Sıvı R134a, buharlaştırıcıya (3) termostattan (5) gelen sıcak akışkan su ile buharlaşmaktadır. Termostat (5) bir su deposundan alınan ve sıcaklığı kontrol edilen su ile çalışmaktadır. Termostada (5) sirküle eden suyun debisi türbin tipi debi ölçer (4) ile ayarlanmaktadır. Termostat (5) giriş ve çıkışında su sıcaklıkları ısıl çiftler ile ölçülmektedir.

Buharlaştırıcı (3) dan R134a gazı önce bir sıvı-buhar ayrıştırıcısına (6) gelmekte, orada sıvı R134a tekrar buharlaştırıcı çıkışına gönderilirken, gaz R134a gözetleme camından (7) test borusuna (8) doymuş kuru buhar olarak sevk edilmektedir.

Buharlaştırıcı (3) dan çıkan R134a gazı sıcaklığı ve basıncı test borusu (8) girişi sıcaklık ve basıncına eşit olması istenmektedir. Bu nedenle aradaki boru tesisatı bir termostat ile kontrol edilen şerit tipi ısıtıcı ile ısıtılıp dış yüzeyi izole edilmiştir.

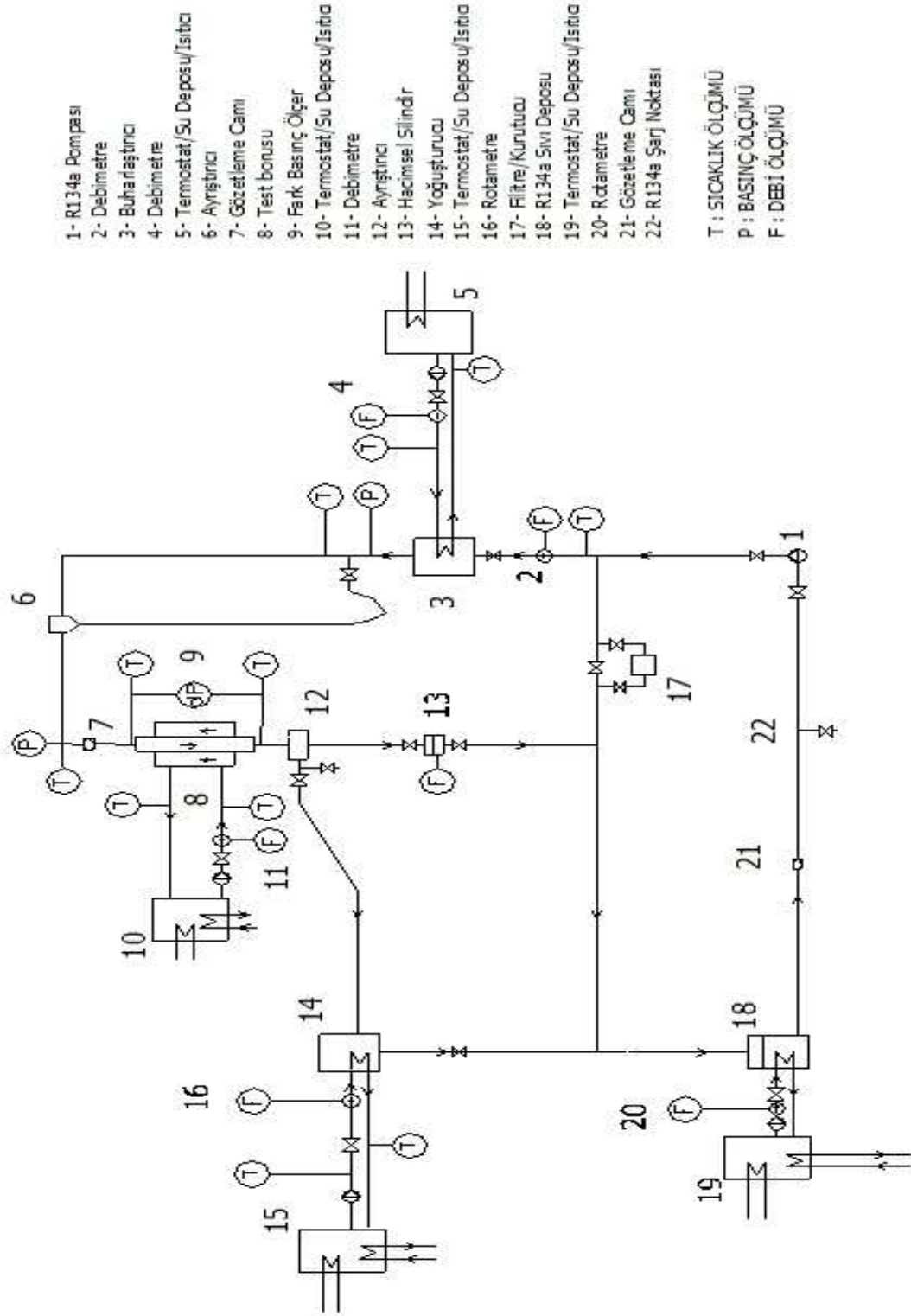
Test borusu (8) iç içe geçmiş aynı eksenli iki borudan oluşmaktadır (şekil 4.3). İç borunun iç hacminden R134a gazı yukarıdan aşağı yönde akmakta iken, soğuk akışkan su iki boru arasında kalan halka içerisinde aşağıdan yukarıya doğru akmaktadır. Test borusu (8) giriş ve çıkış basınç farkı fark basınç ölçer cihazı (9) ile ölçülmektedir.

Test borusu (8) içindeki R134a gazı soğuk akışkan olarak su kullanılan bir düzenele soğutulmaktadır. Bu düzenele termostat (10) ve türbin tipi debi ölçer (11) ve sıcaklık ölçümleri için pt100’den oluşmaktadır.

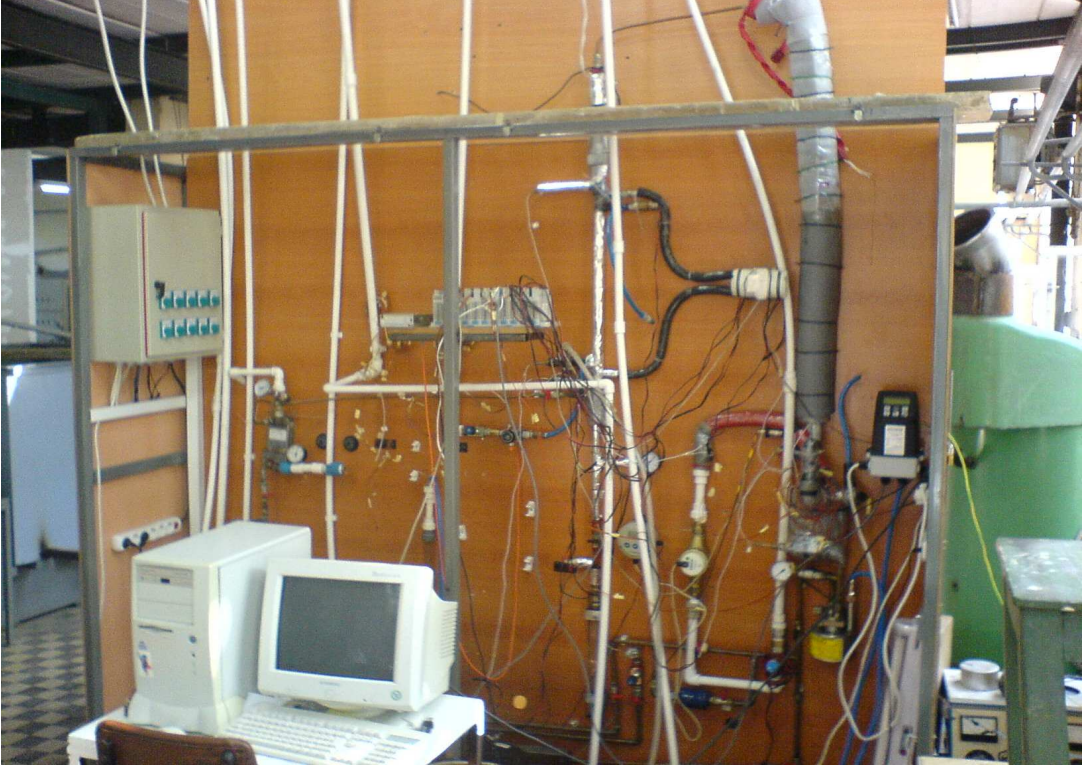
Test borusu (8) çıkışında yoğunlaşan R134a gazı ayrıştırma kabında (12) gaz ve sıvı olmak üzere ayrıştırılır. Sıvı R134a yoğunlaşan miktarın ölçülmesi için ölçekli silindire (13) sevk edilirken, gaz R134a ise plakalı yoğunlaştırıcıya (14) gönderilmektedir.

Yoğunlaştırıcıda (14) soğuk akışkan olarak dolaşan su termostat (15), rotametre (16) ve ısıl çiftlerden oluşan düzenele ile sıcaklık ve debisi kontrol edilip ölçülmektedir.

Yoğunlaştırıcıdan (14) çıkan R134a sıvısı R134a sıvı deposunda (18) toplanmaktadır. Sıvı deposunda (18) gerektiği takdirde R134a’nın sıcaklığını artırmak ya da azaltmak amacıyla bir başka düzenele (termostat (19), rotametre ve ısıl çiftler) devreye alınabilmektedir.



Şekil 4.1 Deney tesisatının şematik resmi



(a) Tesisatın genel görünüşü



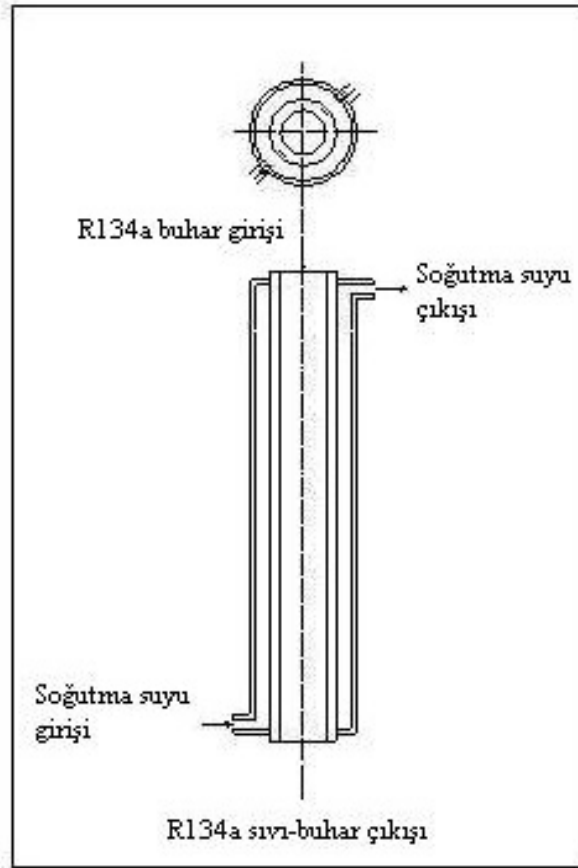
(b) Tesisatın arkasındaki su depoları

Şekil 4.2 Deney tesisatının resimleri

Ölçekli silindirden (13) gelen sıvı R134a bypass hattı bağlantısıyla sıvı deposuna (18) iletilir. Sıvı deposundan (18) tekrar pompa (1) vasıtasıyla R134a sıvısı deney düzeneğinde sirküle edilmek üzere basılmaktadır.

4.2 Test Borusu

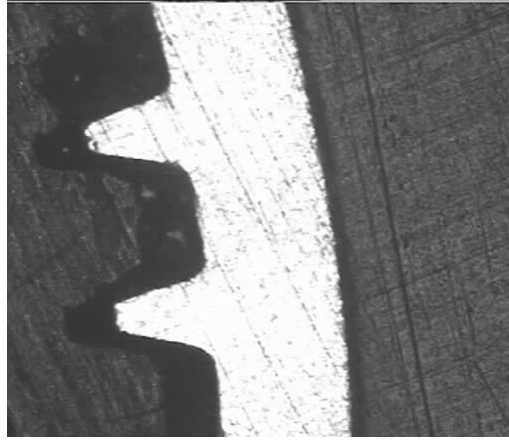
Düşey boru içinde R134a'nın yoğuşmasında gaz-sıvı fazının aynı yönde akması durumunda ısı geçişi ve basınç düşümünü belirlemek için iki adet bakır boru kullanılmıştır. Bunlardan bir tanesi pürüzsüz, diğeri ise Wieland/Almanya firmasından tedarik edilen iç yüzeyi mikro kanatlı borudur. Test borularının konstrüksiyon parametreleri Çizelge 4.1 de sunulmuştur. Test borusu şekil 4.3 de görüldüğü gibi merkezleri çakışık şekilde yerleştirilmiş, iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. R134a'nın yoğuşması içteki borunun iç yüzeyinde ve yukarıdan aşağı doğru gerçekleşmektedir. İki boru arasındaki halka hacminden aşağıdan yukarı doğru soğuk akışkan olan su akmaktadır. Test borusu bakırdan yapılmıştır. Halka tarafındaki boru malzemesi, iç yüzeyi pürüzsüz boru kullanıldığı zaman pleksiglass, mikro kanatlı boru kullanıldığı zaman montaj kolaylığından ötürü bakır kullanılmıştır. Halka tarafındaki borunun dış çapı 19 mm ve et kalınlığı 1,5 mm dir. Mikro kanat boru iç çapı Miyara'nın (2000) önerdiği eşitlik 3.64 ile bulunmuştur.



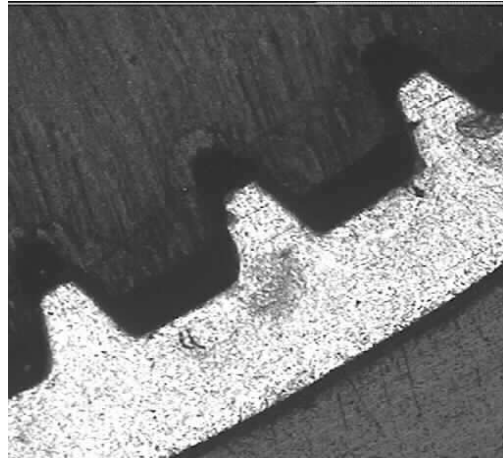
Şekil 4.3 Test bölgesi

Çizelge 4.1 Test borularının konstrüksiyon parametreleri

Test Borusu	Boy L (mm)	Dış çap d_d (mm)	Et kalınlığı k (mm)	K.yüksekliği l (mm)	H. açısı β (°)	Kanat adedi n	Yüzey alanı artışı A_{mf}/A_s
Pürüzsüz	500	10	1,5	-	-	-	-
Mikro Kanatlı	500	7,94	0,28	0,15	18	50	1,38



(a)



(b)

Şekil 4.4 Bu çalışmada kullanılan mikro kanatlı bir borunun elektron mikroskopunda 100 kat büyütülmüş kesit resmi

4.3 Cihazlar ve Ölçü Aletleri

Çizelge 4.2 Deney tesisatında kullanılan cihazların modelleri ve özellikleri

ÖLÇÜ ALETİ	ÖZELLİKLERİ	ADEDİ
Sıcaklık Ölçümü	Özellikleri	Adedi
	T Tipi Isıl Çift Ø 0,25 mm, L=5 m	20
	T Tipi Isıl Çift Ø 0,5 mm, L=5 m	5
	Pt-100 Sıcaklık Ölçer Ø 2 mm	6
Su Pompaları	Sirkülasyon Pompası Maksimum 6 bar Basınç Maksimum 3000 lt/h Debi	4
R134a Pompası	Maksimum 16 bar Basınç Maksimum 300 lt/h Debi	1
Su Debimetreleri	Hassasiyetleri % 1, % 2 Debi Aralığı 0-300 lt/h 4-20 mA bilgisayar çıkışlı	2
Su Rotametreleri	Hassasiyetleri % 5 Debi Aralığı 10-100 lt/h	2
R134a Debimetresi	Hassasiyeti %0,1 Debi Aralığı 0,12-65 kg/h Coriolis Tipi 4-20 mA bilgisayar çıkışlı	1

Çizelge 4.2. Deney tesisatında kullanılan cihazların markaları, modelleri ve özellikleri

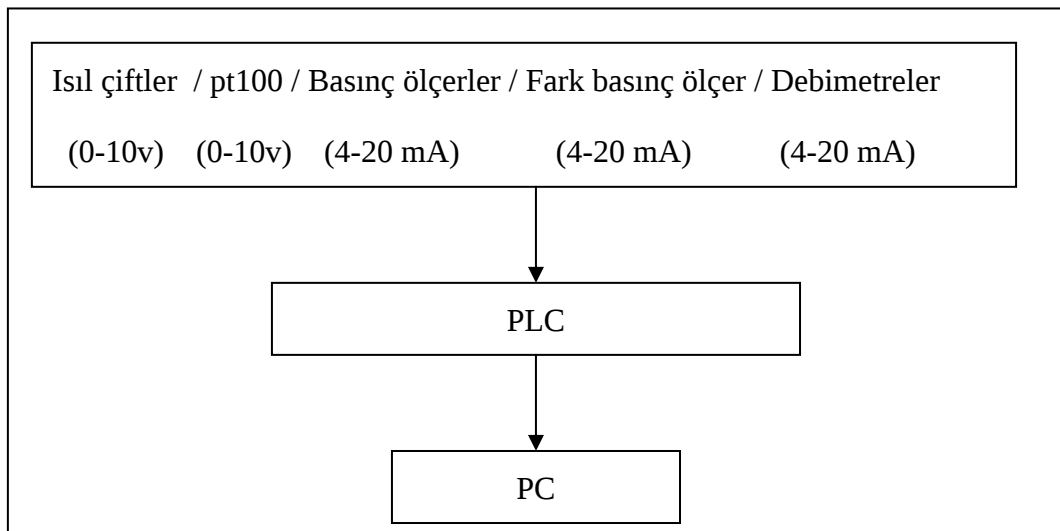
ÖLÇÜ ALETİ	ÖZELLİKLERİ	ADEDİ
R134a Basınç Ölçüm Cihazı	Hassasiyeti %0,5 Ölçüm Aralığı 0-16 bar 4-20 mA bilgisayar çıkışlı	2
R134a Fark Basınç Ölçüm Cihazı	Hassasiyeti %0,05 Ölçüm Aralığı 0-250 mbar 4-20 mA bilgisayar çıkışlı	1
Buharlaştırıcı – Yoğuşturucu	BP 10-14 Kodlu Plakalı Tip	2
Su Depoları	Plastik 100 lt Hacimli Üstü Atmosfere Açık	4
Termostat	0-90 °C aralıklı Dijital, PID kontrollü 0.1 °C ayarlanabilir	5
Isıtıcı	1.8 kW gücünde	4
Gözetleme Camı	16 bar basınca dayanıklı Cam, Özel yapım	1
Vanalar	İğne vana ve diğerleri R134a'ya ve işletme basıncına uygun	15

Çizelge 4.2. Deney tesisatında kullanılan cihazların markaları, modelleri ve özellikleri

ÖLÇÜ ALETİ	ÖZELLİKLERİ	ADEDİ
Plc kartlar (Panasoni-Nais 64 kanallı)	Bilgisayarda Basınç, Sıcaklık, Debi Ölçümü İçin Programı ve Kabloları	1
Bilgisayar	Pentium 2-350 mhz	1
Flexible Hortum	16 bar basınca dayanıklı	2
Cam Gösterge	40 cm boyunda Skalalı, 16 bar basınca dayanıklı	1

4.4 Verilerin Bilgisayara Aktarılması

6 adet pt100, 6 adet T tipi ısıl çift, 2 adet basınç ölçer, 1 adet fark basınç ölçer, 3 adet debimetre 64 kanallı PLC veri toplama ünitesine giriş yapmaktadır. PLC cihazından RS232 kablosu ile bilgisayara bağlanmaktadır. Veri toplama programında tüm verilerin değişimi anlık olarak görülebilmekte, istenilen kanalların zamanla değişimi grafiksel olarak izlenebilmektedir. Program kayıt işlemini saniyede 10 adet verinin ortalamasını alarak, her saniye için verileri MS.Excel programına çıktı verebilecek şekilde gerçekleştirmektedir. Veriler alınırken sistemin rejime girdiği durumdaki 1 dakikalık değerlerin aritmetik ortalaması kullanılmıştır.



Şekil 4.5 Veri toplama sisteminin şematik diyagramı

4.5 Deney Tesisatı Fotoğrafları



Şekil 4.6 R134a sıvı-buhar ayırıcı ve ısıtıcı direnç teli



Şekil 4.7 Deney tesisatında kullanılan dijital göstergeli, 4-20 mA çıkışlı basınç ölçer



Şekil 4.8 Deney tesisatında kullanılan 4-20 mA çıkışlı basınç ölçer



Şekil 4.9 Deney tesisatında kullanılan dijital göstergeli, 4-20 mA çıkışlı R134a debimetresi



şekil 4.10 Deney tesisatında buharlaştırıcı ve yoğuşturucu amaçlı olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricisi



şekil 4.11 Deney tesisatının kaidesi



Şekil 4.12 Deney tesisatında kullanılan PLC



Şekil 4.13 Deney tesisatında kullanılan güç kaynağı ve R134a deposu



Şekil 4.14 Deney tesisatında kullanılan bilgisayar ve basınç kalibratörü



Şekil 4.15 Yoğuşan R134a'nın debisinin süre tutularak ölçüldüğü ölçekli cam tüp

4.6 Deneysel Ölçümlerin Yapılması

Deney tesisatının deneyler için hazırlanması evreleri test borusunun montajı, kaçak testi, sistemin R134a ile şarj edilmesi, ölçü aletleri ve cihazlar ile ayarlamaların yapılması, sistemin rejime gelmesini içerir.

Test borusunun montajı ve diğer pek çok bağlantı elektrikli bakır kaynak makinası ile yapılmıştır. Hassas yerler için oksijen kaynağı kullanılmıştır.

Sisteme test borusu yerleştirildikten sonra azot gazı ile kaçak testi yapılmıştır. Önce sisteme azot gazı verilmiş, sistemin pek çok yerinde bulunan vanalar kapatılarak sistem bölgelere ayrılmış, her bölgede bulunan basınç ölçer ve manometrelerdeki değerlerin zamanla değişmediği görüldüğü zaman kaçak testi sonlandırılmıştır.

Sistem R134a ile şarj edilmeden önce vakum pompasıyla sistemin havası alınmıştır. Sisteme R134a akışkanı basılırken R134a tüpünde sistemdeki basınçtan daha yüksek basınç elde edebilmek amacıyla tüp kaynar su banyosuna daldırılmıştır. Şarj miktarını öğrenmek amacıyla sık sık hassas terazide R134a tüpü tartılmıştır. Gerekli debiden daha az miktarda şarj edildiği zaman sistemdeki R134a pompasının düzgün çalışmadığı, R134a debimetresinde istenen debi değerlerine ulaşılamadığı, by-pass hattındaki akışkan miktarının yetersiz olduğu görülmüştür.

Deneye başlamadan önce su depolarındaki su sıcaklığı istenilen şartlara dijital termostatlar ve onlara bağlı daldırma tipi ısıtıcılar ile ayarlanmaktadır. Daha sonra, sistemdeki su pompaları ve R134a pompası çalıştırılmakta, iğne vanalar sayesinde tüm debiler istenen değere ayarlanmaktadır. Sistemdeki sıcaklıkların, basınçların, debilerin değişimi bilgisayarda PLC programında izlenmektedir. Bu değerlerin zamana bağlı olarak değişimleri grafiksel olarak takip edilirken, değişimin olmadığı süreye ulaşıldığı zaman sistem rejime girmiş olarak kabul edilmektedir. Sistemin rejime girmesi en az 2 saat sürmüştür. Deneyler yapılırken sonuçlar MS.Excel programında hazırlanmış olan dosyadan kontrol edilmiştir. Deneyler farklı günlerde en az iki kere tekrar edilmiştir.

4.7 Deneysel Veriler İçin Hesap Yöntemi

a) R134a için hesaplar

R134a gazı yoğuşmasının istenilen şartlarda gerçekleşmesi için sistemde gerekli ayarlamalar buharlaştırıcı ve test bölgesinde enerji dengeleri yazılarak yapılmıştır.

Buharlaştırıcıdaki enerji dengesi:

Test bölgesine giren buhar kalitesi ($x_{giriş}$), buharlaştırıcıdaki eşitlik (4.1) enerji dengesinden elde edilir. Buharlaştırıcıdan R134a'ya aktarılan ısı miktarı gizli ve duyulur ısıların toplamına eşittir. Buharlaştırıcıda ısı sıcak sudan R134a'ya verileceği için:

$$q''_r = q''_{duyulur} + q''_{gizli} = \dot{m}_{su} \cdot C_{p,su} \cdot (T_{su,g} - T_{su,\zeta}) \quad (4.1)$$

$$q''_{duyulur} = \dot{m}_{R134a,T} \cdot C_{p,R134a} \cdot (T_{R134a,\zeta} - T_{R134a,g}) \quad (4.2)$$

$$q''_{gizli} = \dot{m}_{R134a,T} \cdot h_{fg} (x_{buh,\zeta} - x_{buh,g}) \quad (4.3)$$

$$x_{buh,\zeta} = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{q''_r}{\dot{m}_{R134a,T}} - C_{p,R134a} \cdot (T_{R134a,S} - T_{R134a,g}) \right] \quad (4.4)$$

Test bölgesi hesaplamaları:

Test borusuna girişteki R134a buhar kalitesi ($x_{giriş}$) buharlaştırıcıdan çıkış kalitesine ($x_{buh,\zeta}$) eşit kabul edilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır, buhar test borusuna doymuş durumda gönderilir.

Test bölgesine transfer edilen toplam ısı geçişi miktarı halka içinde akan suyun enerji dengesinden elde edilir :

$$q''_t = \dot{m}_{su} \cdot C_{p,su} \cdot (T_{su,\zeta} - T_{su,g}) \quad (4.5)$$

Test borusundaki buhar kalitesi değişimi :

$$\Delta x = \frac{q''_t}{\dot{m}_{R134a,T} \cdot h_{fg}} \quad (4.6)$$

Boru içindeki deneysel yoğunlaşma ısı taşınım katsayısı

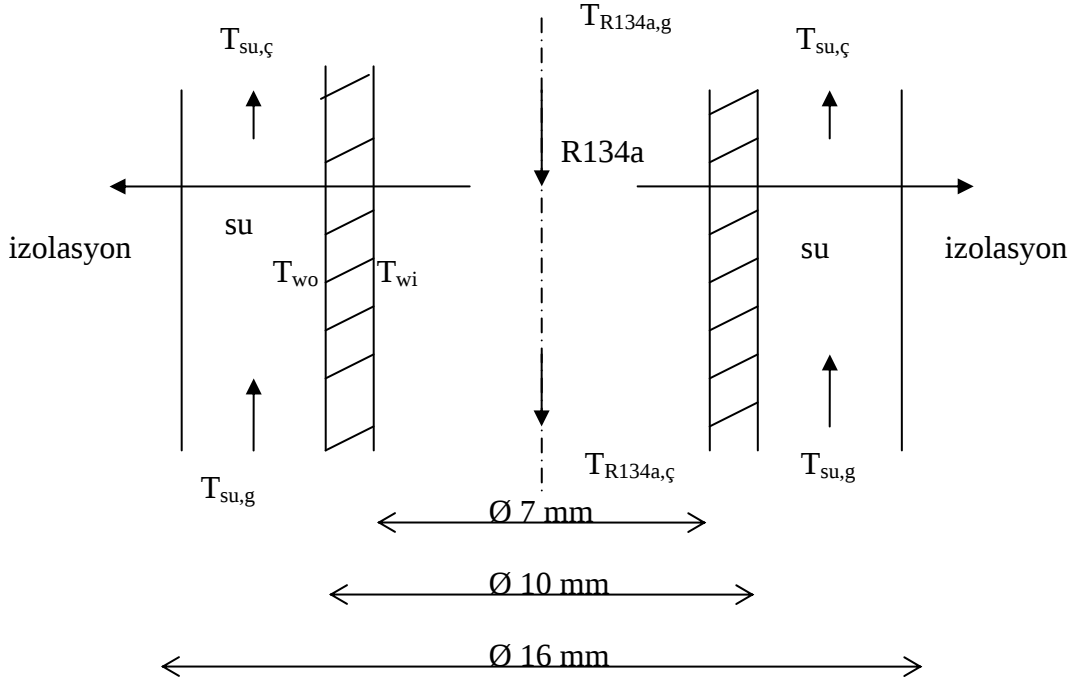
$$h_i = q''_t / (A_i \cdot (T_{f,g} - T_{wi})) \quad (4.7)$$

Buharlaştırıcıdaki fiziksel özellikler freon 134a soğutucu akışkanının giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre alınmıştır. Test borusu içinden geçen R134a'nın özellikleri film sıcaklığına göre alınacaktır (Collier & Thome 1994). Test borusunun halka tarafındaki soğutma suyu sıcaklığı suyun ortalamasına göre alınacaktır. T_{wi} değeri eşitlik (4.9) yardımıyla hesaplanır.

$$T_{film} = T_{wi} + 0,3 \cdot (T_{R134a,g} - T_{wi}) \quad (4.8)$$

$$q''_t = (T_{wo} - T_{su,ort}) / (1/h_{su} A_d) = \frac{(T_{wi} - T_{wo})}{\frac{1}{2\pi L k_w} \ln \left(\frac{d_o}{D_i} \right)} \quad (4.9)$$

Eşitlik (4.9)'da yüzey alanı olarak $A_d = \pi d_d L$ alınmalıdır.



Şekil 4.16 Test bölgesindeki sıcaklıkların şematik gösterimi

b) Soğuk akışkan su için hesaplar

Halka içinde akan su

- akış laminar ise ($Re_{su} < 2300$)

Babcock & Wilcox (1978)'e göre boru boyunca sabit yüzey sıcaklığı kabulü ile

$$Nu_{su} = 5,75 \text{ alınabilir.} \quad (4.10)$$

- geçiş bölgesinde ise Gnielinski (1976)'e göre ($3000 < Re_{su} < 5.10^6$ $0,5 < Pr < 2000$)

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_{su} - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.11)$$

Pürüzsüz borular için f sürtünme katsayısı Petukhov (1970)'e göre aşağıdaki gibidir:

$$f = (0,790 \ln Re_{su} - 1,64)^{-2} \quad (4.12)$$

- tam gelişmiş türbülanslı akım ($Re_{su} > 10000$ $0,6 < Pr < 100$)

Dittus-Boelter (1930) eşitliğinden

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \text{ elde edilir.} \quad (4.13)$$

5. DENEYSEL BULGULAR ve DEĞERLENDİRMELER

Eksenleri çakışık iki borudan oluşan test borusu kullanılarak soğuk akışkan suyun iki boru arasında kalan halka kısmından aşağıdan yukarı akarken R134a gazı iç boruda yukarıdan aşağı akarken yoğuşturulmasıyla, yoğuşmada ısı taşınım katsayıları deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyler öncelikle test borusu olarak dizayn edilen eksenleri çakışık bu iki borudan iç taraftaki borunun iç yüzeyi pürüzsüz olması durumunda yapılmıştır. Daha sonra deneyler aynı şartlarda iç borunun iç yüzeyinin mikro kanatlı olması durumunda tekrar edilmiştir. Sonuçlar pürüzsüz yüzeydekiler ve mikro kanatlı yüzeydekiler olmak üzere tartışılmıştır. Çizelge 5.1 de deneylerin yapıldığı parametreler görülmektedir. Sonuçlar ısı geçişi başlığı altında tartışılacaktır.

Çizelge 5.1 Deneysel parametreler

G (kg/m²s)	P (bar)	T_s (°C)	x_c
28 – 30	7,7 - 9	30,43 – 36,16	0,67 – 0,98

5.1 Isı Geçişi

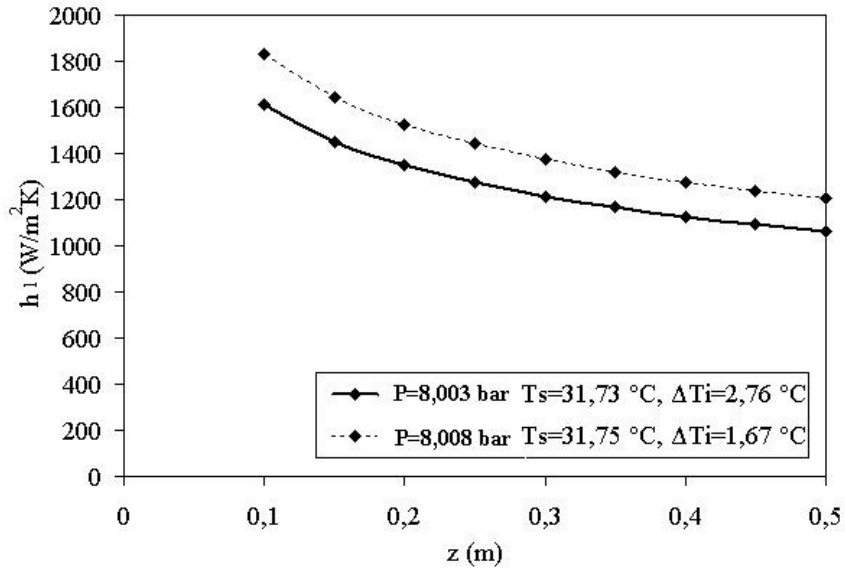
5.1.1 İç Yüzeyi Pürüzsüz Boru

5.1.1.1 Yoğuşmaya Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:

Şekil 6.1’de yaklaşık olarak aynı R134a debisinde ve yoğuşma sıcaklığındaki, farklı yoğuşma sıcaklık farkına sahip deneysel veriler sayesinde çizilen yerel ısı taşınım katsayıları karşılaştırılmıştır. Yoğuşma sıcaklık farkının düşük olması daha yüksek ısı taşınım katsayısına sebep olmuştur.

Çizelge 5.2 $h=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T_s	ΔT_i	G	x_{ort}	P
h_{yerel}	1613	1451	1347	1272	1213	1166	1127	1093	1064	31,73	2,76	29,17	0,97	8,003
h_{yerel}	1830	1646	1528	1442	1375	1321	1276	1239	1205	31,75	1,67	28,97	0,99	8,008

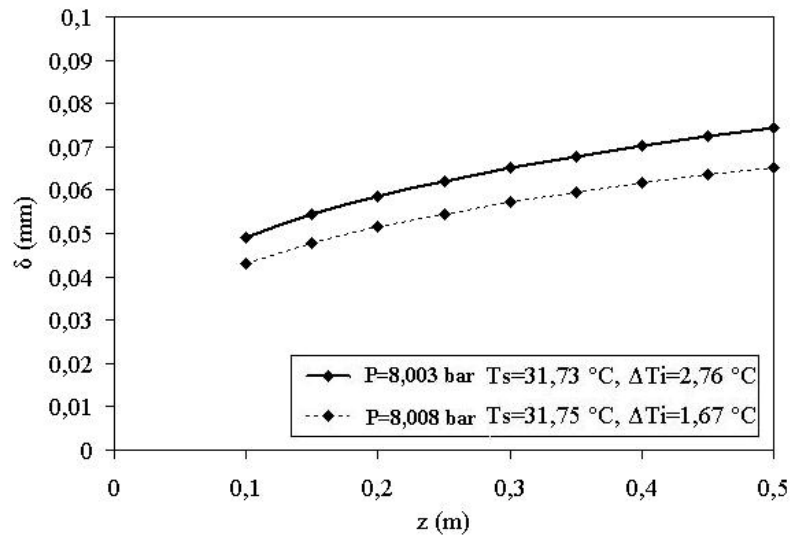


Şekil 5.1 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi

Aynı deneysel şartlar için şekil 5.2'de yerel olarak film kalınlığı miktarlarının değişimi görülmektedir. Film kalınlığı boru boyunca artış göstermektedir.

Çizelge 5.3 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	Ts	ΔT_i	G	x _{ort}
Film kal.	0,049	0,054	0,059	0,062	0,065	0,068	0,070	0,072	0,074	31,73	2,76	29,17	0,97
Film kal.	0,043	0,048	0,052	0,055	0,057	0,060	0,062	0,064	0,065	31,75	1,67	28,97	0,99

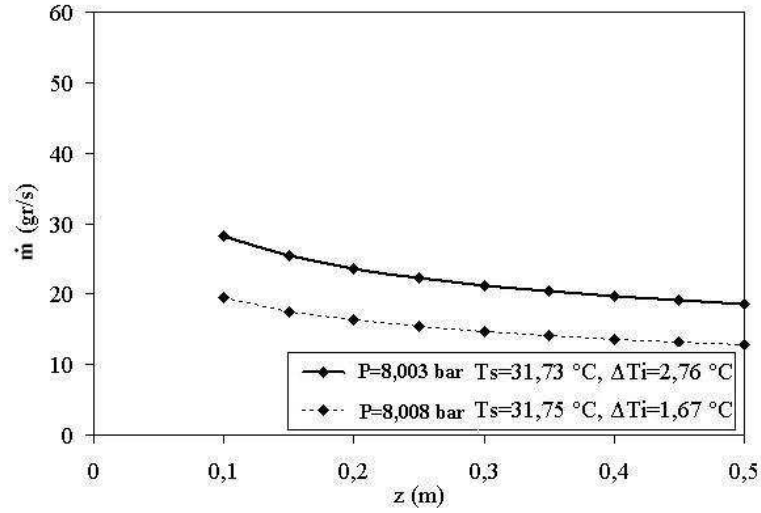


Şekil 5.2 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi

Şekil 5.3’de yerel olarak yoğuşan R134a miktarlarının değişimi görülmektedir. Boru boyunca sıvı film kalınlığının artması ısı direncin artmasına sebep olmakta, bu ise boru boyunca iletilen ısıнын azaldığını göstermektedir. Bu ise boru boyunca yoğuşan miktarın azalmasına sebep olmaktadır.

Çizelge 5.4 $\dot{m}=f(z, \Delta T)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	x _{ort}
Yoğuşan	28,236	25,401	23,580	22,267	21,234	20,411	19,729	19,134	18,626	31,73	2,76	29,17	0,97
Yoğuşan	19,498	17,537	16,280	15,364	14,650	14,074	13,595	13,201	12,839	31,75	1,67	28,97	0,99



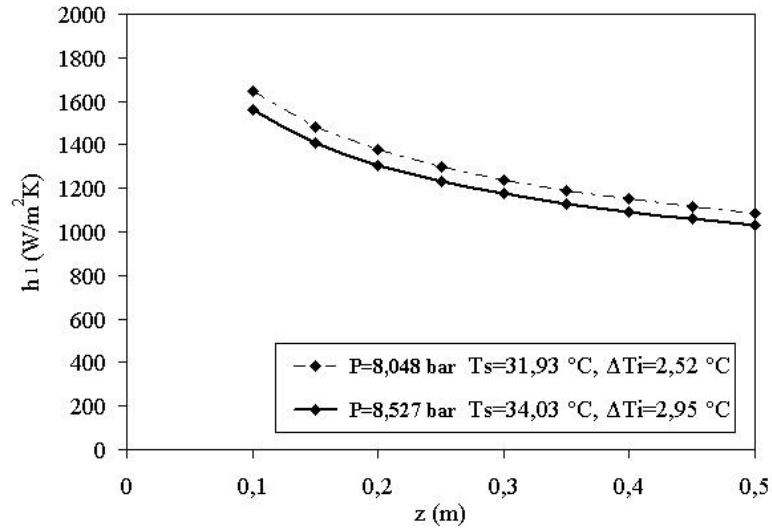
Şekil 5.3 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi pürüzsüz boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi

5.1.1.2 Farklı Yoğuşma Basınçlarında Yoğuşma Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:

Şekil 5.4’de yaklaşık olarak aynı R134a debisine sahip, farklı yoğuşma basınçlarında farklı yoğuşma sıcaklık farkına sahip deneysel verilerden oluşturulmuş eğriler görülmektedir. Düşük yoğuşma basıncında ve düşük sıcaklık farkında daha yüksek ısı taşınım katsayısı gerçekleşmektedir.

Çizelge 5.5 $h=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	x _{ort}	P
h _{yemel}	1649	1484	1377	1300	1240	1191	1151	1116	1087	31,93	2,52	28,79	0,99	8,048
h _{yemel}	1562	1407	1306	1233	1177	1131	1093	1060	1033	34,03	2,95	28,87	0,93	8,527

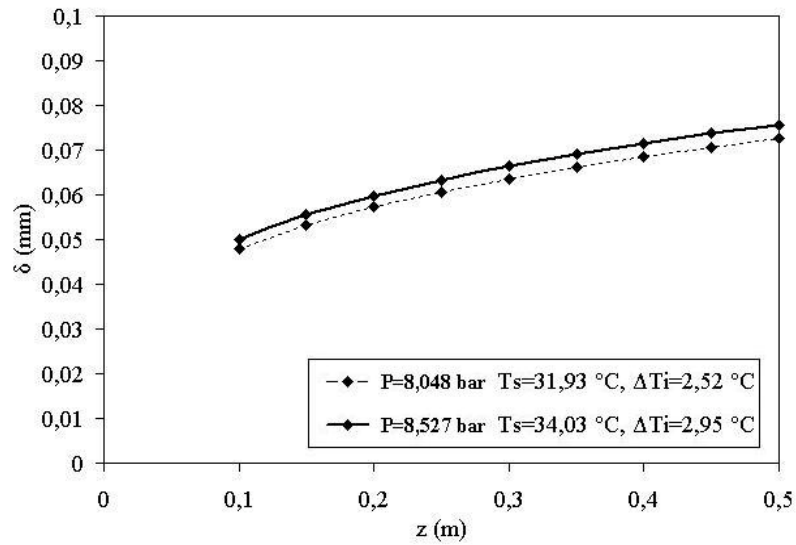


Şekil 5.4 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi

Aynı deneysel veriler için şekil 5.5’de boru boyunca yerel olarak film kalınlığı miktarları, şekil 5.6’da yerel olarak boru boyunca yoğuşan R134a miktarları görülmektedir.

Çizelge 5.6 $\delta=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi

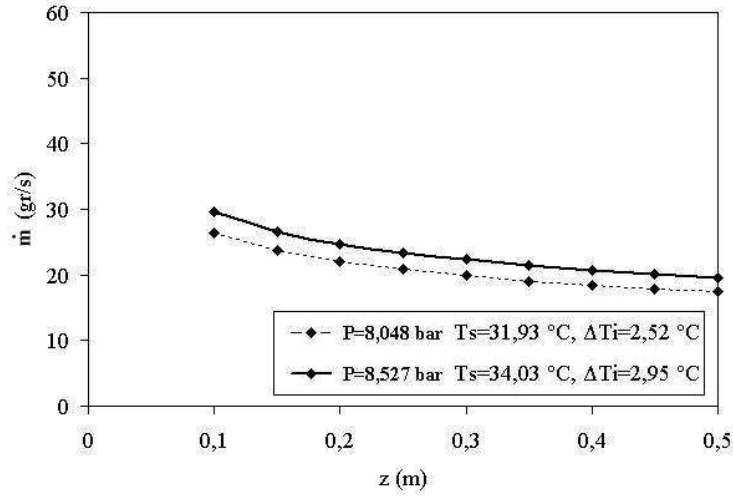
z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T_s	ΔT_i	G	x_{ort}	P
Film kal.	0,048	0,053	0,057	0,061	0,064	0,066	0,069	0,071	0,073	31,93	2,52	28,79	0,99	8,048
Film kal.	0,050	0,056	0,060	0,063	0,066	0,069	0,071	0,074	0,076	34,03	2,95	28,87	0,93	8,527



Şekil 5.5 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi

Çizelge 5.7 $m=f(z, P, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	x _{ort}
Yoğuşan	26,412	23,769	22,055	20,822	19,861	19,076	18,435	17,875	17,410	31,93	2,52	28,79	0,99
Yoğuşan	29,610	26,671	24,757	23,373	22,311	21,439	20,719	20,094	19,582	34,03	2,95	28,87	0,93

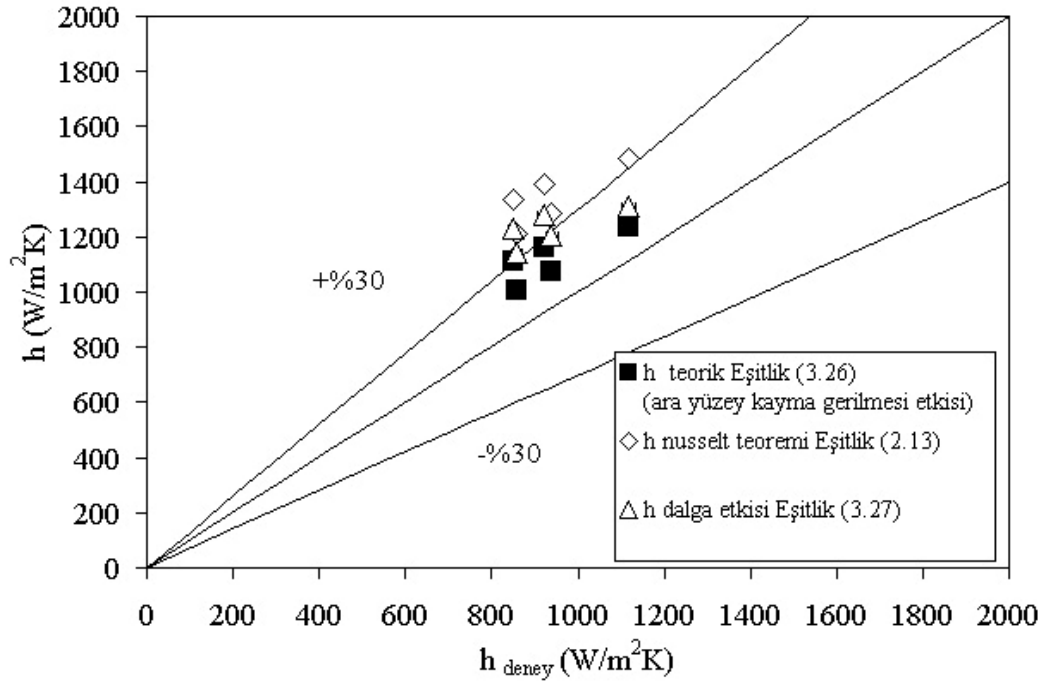


Şekil 5.6 Farklı yoğuşma basınçlarında iç yüzeyi pürüzsüz boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi

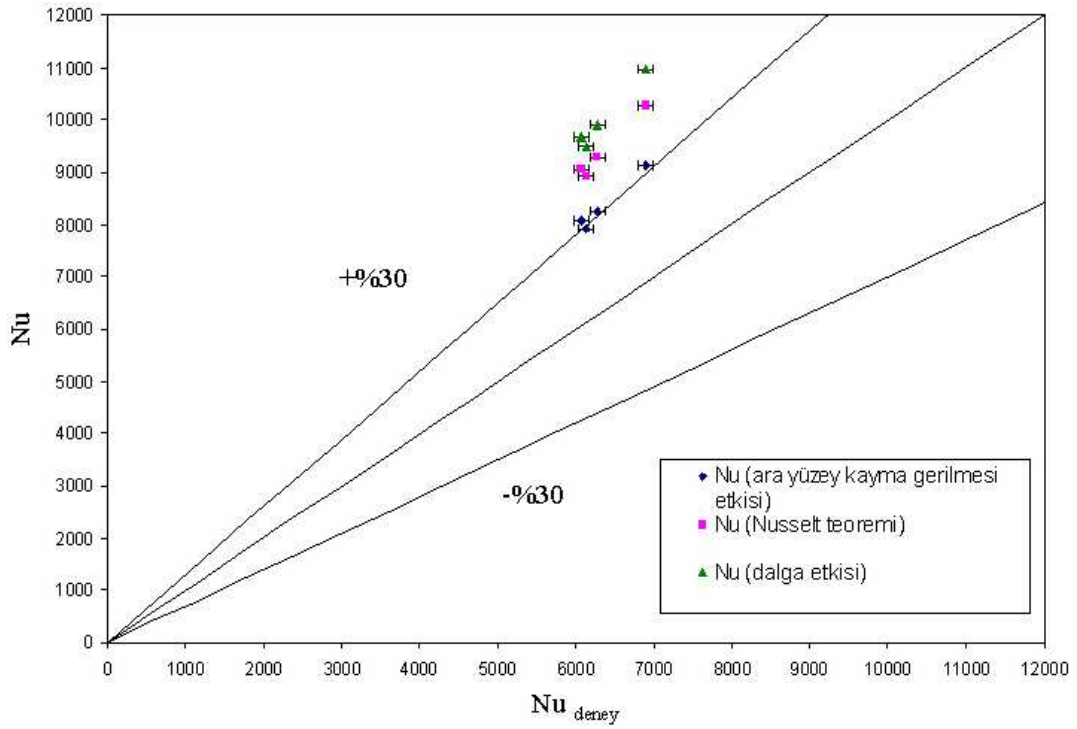
İç yüzeyi pürüzsüz borular için eşitlik (4.7)'ye göre hesaplanarak elde edilen deneysel ısı taşınım katsayıları ile eşitlik (2.24), (3.27) ve (2.13)'e göre hesaplanan ısı taşınım katsayıları şekil 5.7 de karşılaştırılmıştır. $\pm\%30$ hata aralığında çizilen grafikte ara yüzey kayma gerilmesinin etkisini içeren geliştirilmiş Nusselt teoremine göre yapılan hesaplar sonucu ile verilerin diğer yöntemlere göre daha uyumlu sonuçlar verdiği görülmektedir.

Çizelge 5.8 Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayıları çizelgesi

h _{ort teorik}	h _{deney}	hata	h _{dalga}	hata	h _{nusselt}	hata	x _{ort}	ΔT_i	G	T _s	P
1260,667	950,7822	-32,5926	1512,8	-59,1111	1417,333	-49,0702	0,97	2,76	29,17	31,73	8,003
1429,111	1078,021	-32,5681	1714,933	-59,0817	1606,667	-49,0386	0,99	1,67	28,97	31,75	8,008
1288,333	981,7846	-31,2236	1546	-57,4683	1449,333	-47,6223	0,99	2,52	28,79	31,93	8,048
1222,444	947,3955	-29,0321	1466,933	-54,8385	1377,333	-45,381	0,93	2,95	28,87	34,03	8,527



Şekil 5.7 DeneySEL ve teorik ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması



Şekil 5.8 DeneySEL ve teorik Nusselt sayılarının karşılaştırılması

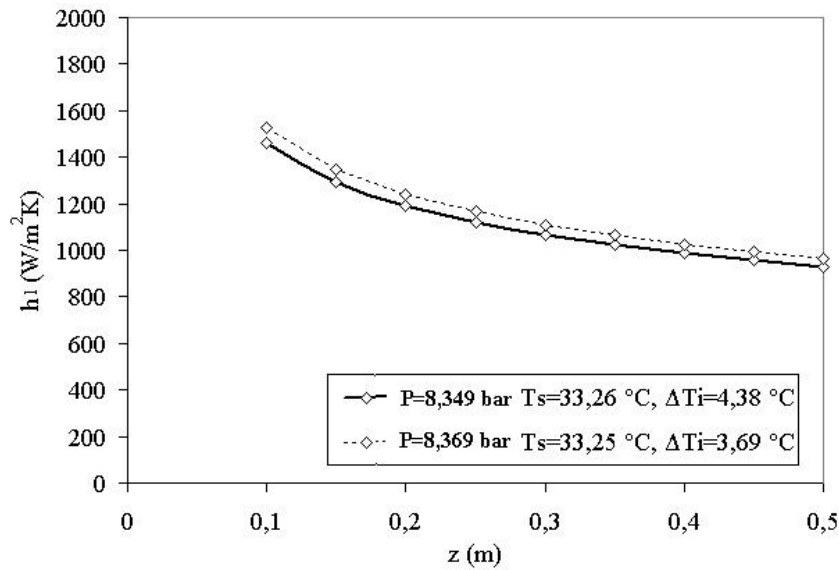
5.1.2 İç Yüzeyi Mikro Kanatlı Boru

5.1.2.1 Yoğuşma Sıcaklık Farkı Değişiminin Etkisi:

Bu çalışmada yerel ısı taşınım katsayıları Nusselt teoremine ara yüzey kayma gerilmesinin etkisinin eklenmesiyle bulunmuştur. Şekil 5.9'daki yerel ısı taşınım katsayılarına ait olan eğriler yaklaşık olarak aynı R134a debisi ve yoğuşma sıcaklığına (basıncına) sahip veriler kullanılarak çizilmiştir. İç yüzeyi pürüzsüz boruda olduğu gibi, yoğuşma sıcaklık farkının yüksek olduğu eğrinin daha düşük yerel ısı taşınım katsayılarına sahip olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.9 $h=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	P	x _{ort}
h _{yemel}	1462	1292	1190	1119	1064	1021	986	956	929	33,26	4,386	28,9	8,349	0,930
h _{yemel}	1524	1346	1239	1165	1108	1063	1025	993	966	33,35	3,692	28,82	8,369	0,936

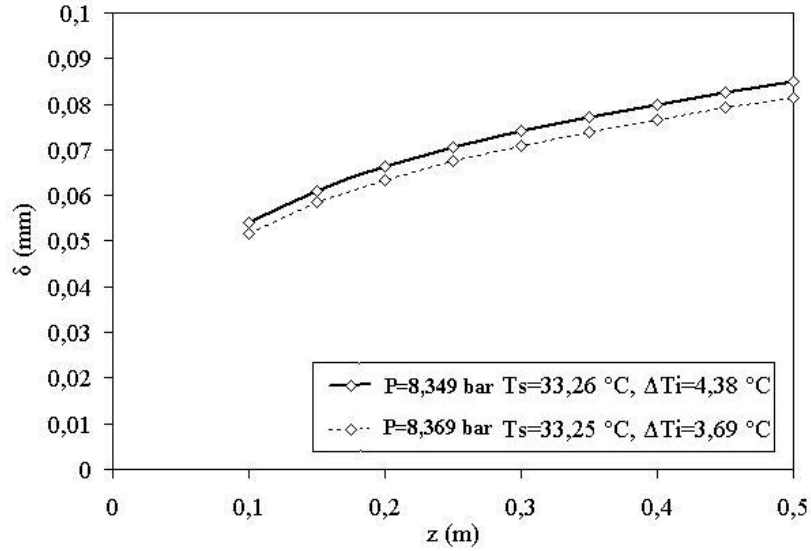


Şekil 5.9 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi

Şekil 5.10 yerel olarak borunun içindeki yoğuşma film kalınlığı değerlerini göstermektedir. Borunun başlangıcından itibaren aşağı doğru akan yoğuşan R134a miktarı borunun çıkışında en fazla miktarda olacaktır, dolayısıyla boru çıkışında film kalınlığı şekil 5.10'da da görüldüğü gibi en üst seviyededir.

Çizelge 5.10 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

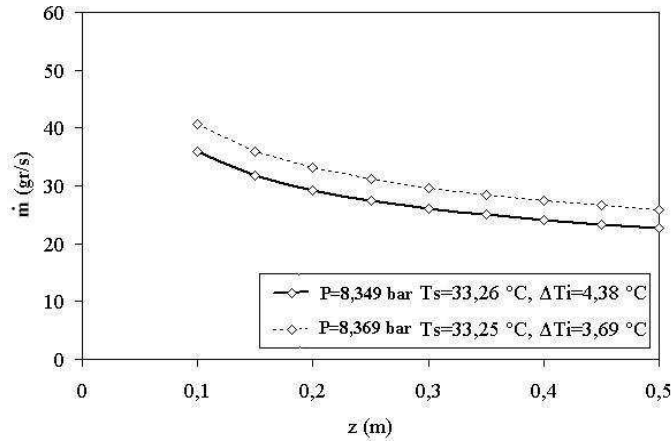
z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	P
Film K	0,053	0,061	0,066	0,070	0,074	0,077	0,080	0,082	0,084	33,26	4,386	28,9	8,349
Film K	0,051	0,058	0,063	0,067	0,070	0,073	0,076	0,079	0,081	33,35	3,692	28,82	8,369

Şekil 5.10 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi

Şekil 5.11 de boru boyunca yoğuşan R134a miktarları görülmektedir. Boru girişinde yoğuşma en yüksek seviyededir. Yerel olarak boru boyunca yoğuşan miktarlar verilmiştir. Pürüzsüz boruda olduğu gibi, boru boyunca artan film kalınlığının ısı direnci artırmasıyla borunun alt kısımlarında ısı geçişinin boru girişine göre daha az olmasıyla boru boyunca yoğuşan R134a buharı da azalmaktadır.

Çizelge 5.11 $\dot{m}=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	x _{ort}
Yoğuşan	40,751	36,012	33,169	31,190	29,657	28,458	27,483	26,647	25,894	33,26	4,386	28,9	0,930
Yoğuşan	35,878	31,687	29,168	27,426	26,084	25,025	24,130	23,377	22,741	33,35	3,692	28,82	0,936



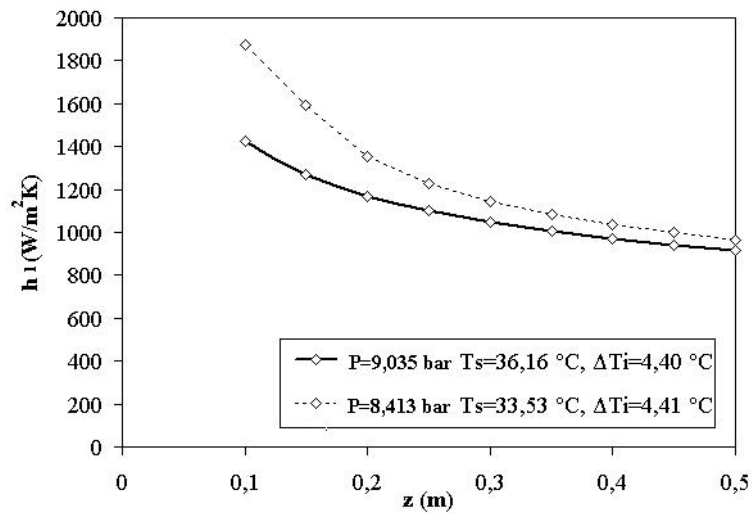
Şekil 5.11 Farklı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yoğunlaşan R134a miktarının boru boyunca değişimi

5.1.2.2 Sabit Yoğuşma Sıcaklık Farkında Meydana Gelen Değişim:

Şekil 5.12 yaklaşık olarak aynı yoğuşma sıcaklık farkında, aynı R134a debisinde, farklı yoğuşma sıcaklıklarındaki şartlar için ısı taşınım katsayısının boru uzunluğuna değişimini göstermektedir. Bu grafikte yüksek yoğuşma basıncında düşük yerel ısı taşınım katsayılarının elde edildiği görülmektedir.

Çizelge 5.12 $h=f(z, P)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T_s	ΔT_i	G	P
h_{yerel}	1877	1590	1353	1228	1145	1084	1037	998	966	33,537	4,419	28,432	8,413
h_{yerel}	1428	1267	1169	1100	1048	1005	970	941	916	36,169	4,405	28,664	9,035

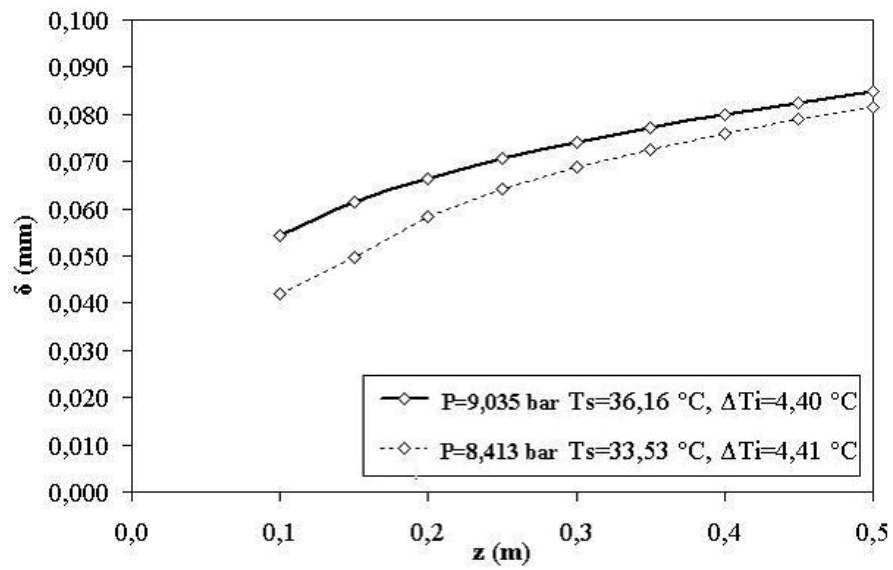


Şekil 5.12 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi

Şekil 5.13’de yerel olarak film kalınlığı miktarlarının, şekil 5.14’de yerel olarak yoğuşan R134a miktarlarının boru boyunca değişimleri görülmektedir.

Çizelge 5.13 $\delta=f(z, \Delta T_i)$ çizelgesi

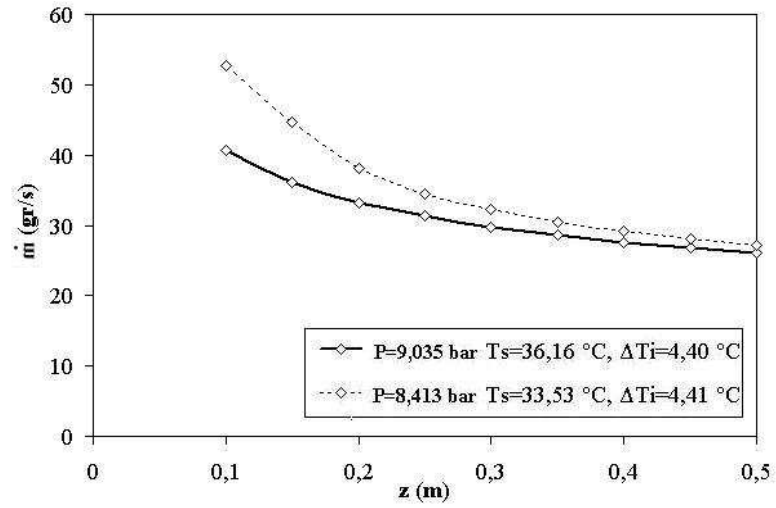
z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	G	P
Film k.	0,042	0,050	0,058	0,064	0,069	0,073	0,076	0,079	0,082	33,537	4,419	28,432	8,413
Film k.	0,054	0,061	0,066	0,071	0,074	0,077	0,080	0,083	0,085	36,160	4,405	28,664	9,035



Şekil 5.13 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda film kalınlığının boru boyunca değişimi

Çizelge 5.14 $\dot{m}=f(z, P)$ çizelgesi

z	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	T _s	ΔT_i	x _{ort}
Yoğuşan	52,783	44,713	38,048	34,533	32,199	30,483	29,162	28,065	27,165	33,537	4,419	0,80
Yoğuşan	40,629	36,048	33,260	31,297	29,817	28,594	27,598	26,773	26,061	36,169	4,405	0,93

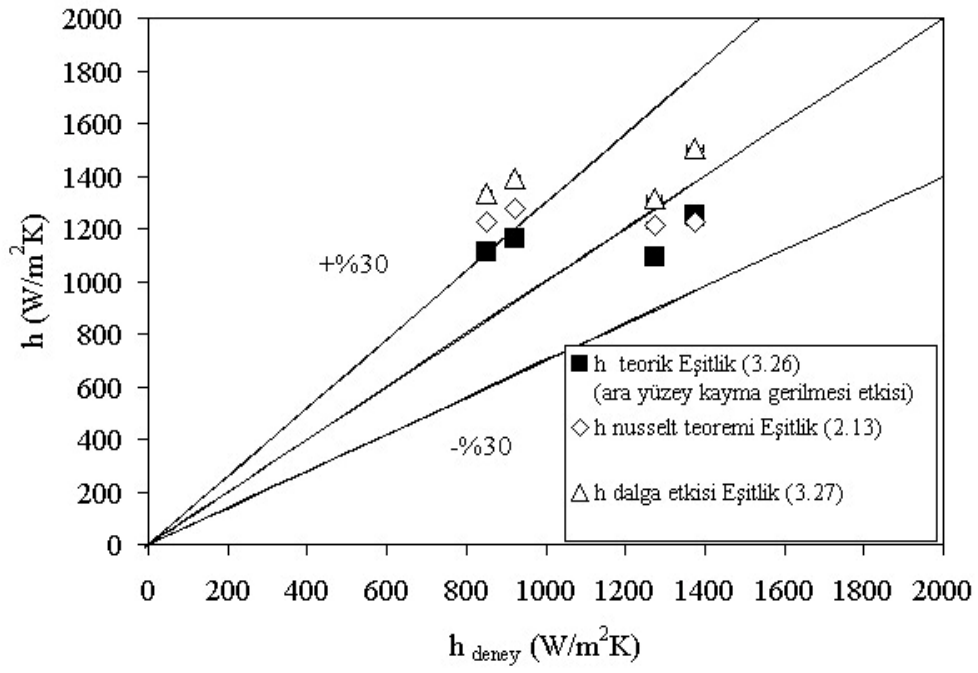


Şekil 5.14 Aynı ΔT_i 'ler de iç yüzeyi mikro kanatlı boruda yoğuşan R134a miktarının boru boyunca değişimi

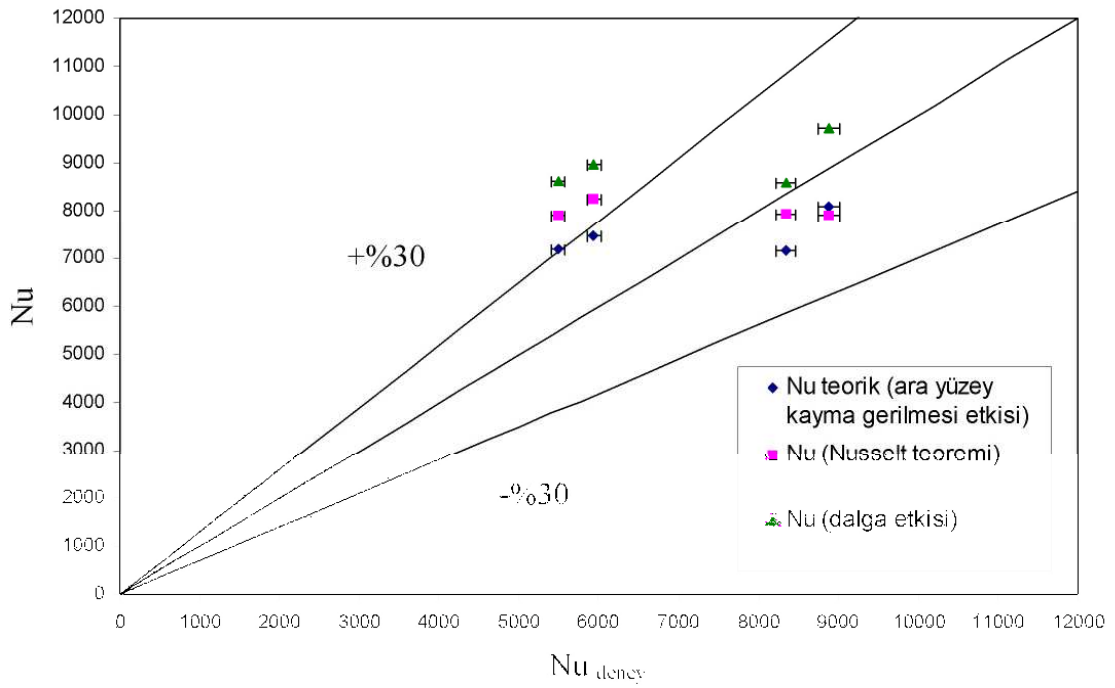
Şekil 5.15'de deneysel ısı taşınım katsayıları ile, ara yüzey kayma gerilmesinin etkisini içeren yerel ısı taşınım katsayılarının ortalaması olan teorik ısı taşınım katsayıları, Mc.Adams yaklaşımıyla bulunan dalganın etkisini gösteren ısı taşınım katsayıları, Nusselt'in teoremine göre bulunan ısı taşınım katsayıları karşılaştırılmıştır. En hassas çözümün belirtilen deneysel şartlarda, ara yüzey kayma gerilmesinin Nusselt teoremine eklendiği çözüm için elde edildiği görülmüştür, bu durum için değerler $\pm\%30$ hata bandı içinde kalmıştır.

Çizelge 5.15 Deneysel ve teorik ısı taşınım katsayıları çizelgesi

$h_{\text{ort teorik}}$	h_{deney}	hata	h_{nusselt}	hata	h_{dalga}	hata	x_{ort}	G	T_s	ΔT_i	P
1113,222	851,590	-30,72	1227,645	-44,159	1335,867	-56,867	0,930	28,9	33,26	4,386	8,349
1158,778	921,420	-25,75	1277,349	-38,628	1390,533	-50,911	0,936	28,82	33,35	3,692	8,369
1253,111	1376,521	-0,78973	1224,17	11,067	1503,733	-9,241	0,80	28,432	33,537	4,419	8,413
1093,778	1273,982	14,14498	1211,713	4,887	1312,533	-3,026	0,93	28,664	36,169	4,405	9,035



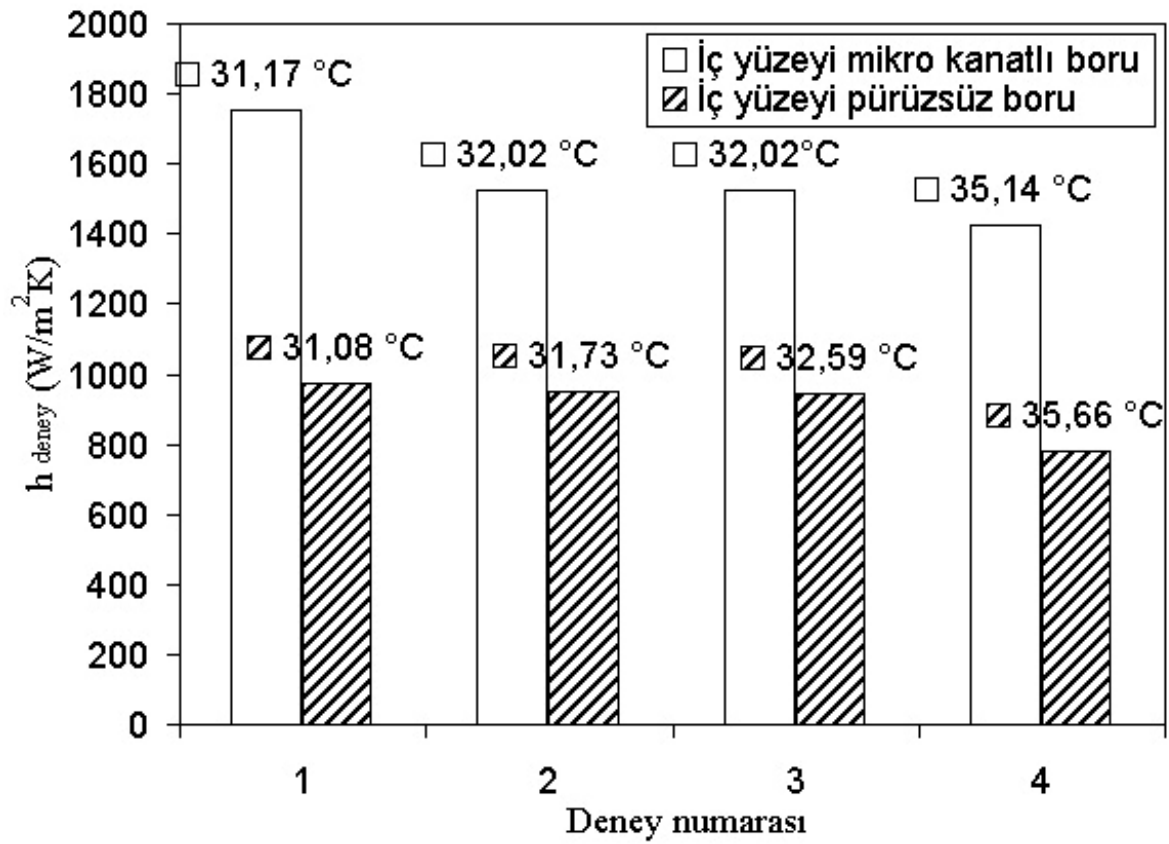
Şekil 5.15 Deneyel ve teorik ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması



Şekil 5.16 Deneyel ve teorik Nusselt sayılarının karşılaştırılması

5.1.3 İç Yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Borular İçin Yoğuşma Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması :

Şekil 5.17'deki benzer şartlara sahip verilerden oluşturulmuş iç yüzeyi mikro kanatlı ve pürüzsüz boruya ait deneysel ve yerel ısı taşınım katsayıları görülmektedir. Deneysel ısı taşınım katsayıları incelendiği zaman, mikro kanat kullanımından ötürü elde edilen ısı taşınım katsayılarındaki iyileşmenin %60,26 ile %82,03 arasında değiştiği görülmektedir. Çizelge 5.16'da yüksek yoğuşma sıcaklık farkı değerlerine, ya da düşük buhar kalitesi değerlerine sahip verilere ait yerel ısı taşınım katsayılarının, borunun belli mesafelerinden sonra karşılaştırıldıkları verinin değerlerine göre daha düşük değerlere sahip olabildikleri görülmektedir.



Şekil 5.17 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait yaklaşık aynı şartlardaki deneysel ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması

Çizelge 5.16 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait yaklaşık aynı şartlardaki deneysel veriler (kırmızı renk: mikro kanat, siyah renk: düz boru, * işareti: benzer şartlar)

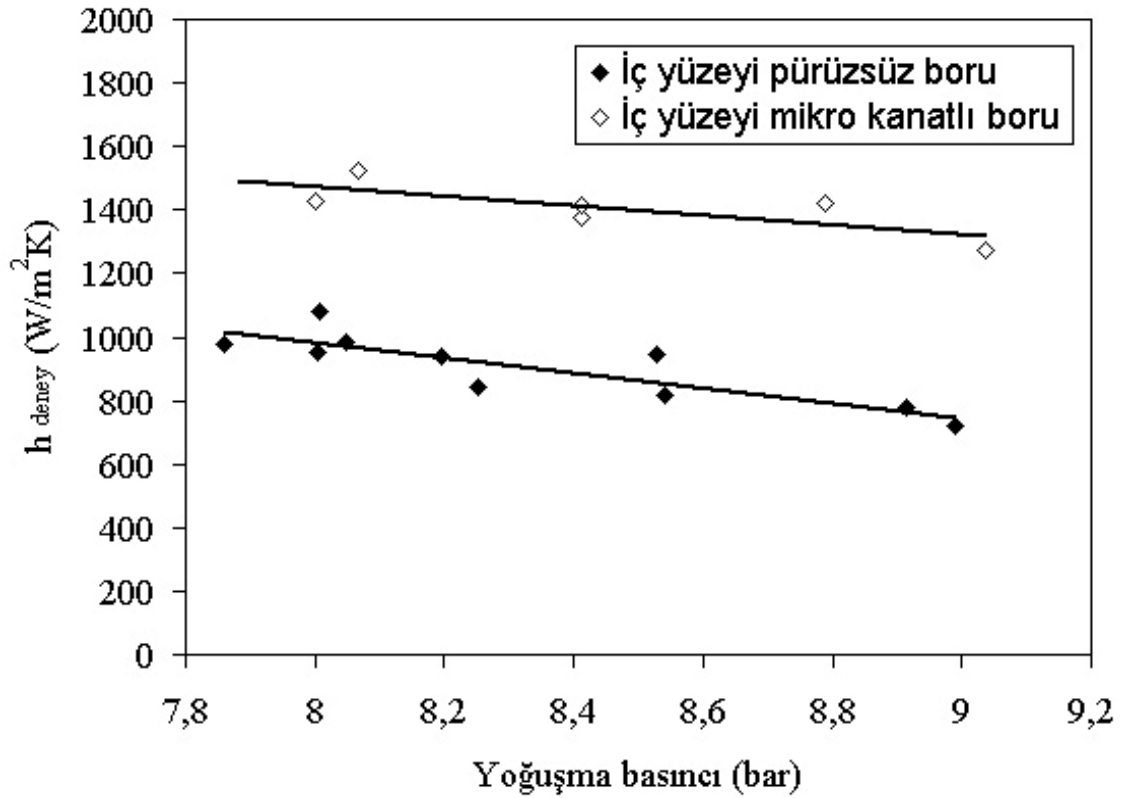
[illegible]

5.1.4 İç Yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Boru İçin Yoğuşma Basıncının (Sıcaklığının) Isı Taşınım Katsayısına Etkisi:

Şekil 5.18’de iç yüzeyi mikro kanatlı ve pürüzsüz boruya ait olan verilerin ısı taşınım katsayılarının yoğuşma basıncı ile değişimi görülmektedir. Deneysel şartlar farklı olmasına rağmen M.S. Excel programı tarafından çizilen doğrunun eğiminin azalan yönde olduğu görülmektedir. Benzer şartlardaki verilerin yoğuşma basıncı (sıcaklığı) arttıkça ısı taşınım katsayıları azalmaktadır.

Çizelge 5.17 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel veriler
(kırmızı renk: mikro kanat, siyah renk: düz boru)

ΔT_i	G	x_{ort}	T	P	h_{deney}	q_t
2,76	29,17	0,97	31,73	8,0038942	950,782	28,85
1,67	28,97	0,99	31,75	8,0083411	1078,021	19,82
2,52	28,79	0,99	31,93	8,0484447	981,784	27,2
2,95	28,87	0,93	34,03	8,5272225	947,395	30,75
3,04	28,972	0,864	31,082	7,8607855	975,225	30,05
3,699	28,73	0,88	32,83	8,2511642	845,127	34,36
3,09	28,903	0,938	32,59	8,1967456	941,773	24,59
3,609	34,084	0,99	34,084	8,5398015	815,385	32,35
4,861	35,669	0,85	35,669	8,9150919	781,32	41,74
3,989	28,434	0,936	35,982	8,9906033	719,413	31,54
4,419	28,432	0,8	33,537	8,4130055	1376,521	53,48
4,405	28,664	0,93	36,169	9,0359395	1273,982	56,14
2,719	28,81	0,98	31,174	7,8809888	1755,282	41,97
4,457	29,75	0,82	31,723	8,0023382	1424,652	69,79
2,904	28,57	0,925	32,019	8,0683277	1523,75	38,91
4,56	28,478	0,88	33,527	8,4107004	1412,718	56,67
4,676	28,72	0,84	35,141	8,7887631	1422,693	58,5



Şekil 5.18 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının yoğuşma basıncı ile değişimi

5.1.5 İç yüzeyi Pürüzsüz ve Mikro Kanatlı Borular İçin Denklem Geliştirilmesi

Denklem geliştirilirken Bellinghausen ve Renz (1992)'in kullandığı yöntem örnek alınmıştır. Araştırmacılar çalışmalarında boru iç çapı 14 mm, uzunluğu 2,95 m olan iç yüzeyi pürüzsüz boruda, su buharının yer çekimi yönünde yoğuşmasını incelemişlerdir. 23 m/s – 96 m/s buhar giriş hızında, 104 °C-109,2 °C sıcaklıklarında, 1,167 bar-1,395 bar arasında, 18000-85500 Reynolds buhar parametrelerinde hem laminar hem de türbülanslı akımda deneysel çalışmalar yapmışlardır. Aşağıdaki eşitlikler yardımıyla boyutsuz film kalınlığını da

$$\delta^* = c \cdot Re_1^a \quad (5.1)$$

olarak ifade ederek denklem geliştirmişlerdir, c ve a katsayıları deneysel verilere göre değişecek olan katsayılardır. Burada

$$Re_1 = \dot{m} / (\pi \cdot d \cdot \mu_1) \quad Nu_1 = 1/\delta^* \quad \delta^* = \delta / \mathcal{L} \quad Nu_1 = h_1 \cdot \mathcal{L} / k_1$$

$$h_1 = (k_1 / \mathcal{L}) \cdot (1/\delta^*) \quad (5.2)$$

elde edilir. Araştırmacılar nümerik olarak yaptıkları çalışmada a ve c katsayılarını aşağıdaki gibi önermişlerdir:

Re_g	0	15000	30000	70000
a	0,52	0,55	0,57	0,75
c	0,67	0,42	0,28	0,053

Deneyisel olarak a ve c katsayıları aşağıdaki gibi önerilmiştir:

	Laminar	Türbülans
a	0,33	0,34
c	1,44	1,55

Bu çalışmadaki iç pürüzsüz borulara ait deneyisel veriler için c ve a katsayıları sırasıyla 7,4 ve 0,018 olarak modifiye edilmiştir. Bu durumda Bellinghausen ve Renz (1992) tarafından önerilen boyutsuz film kalınlığı

$$\delta^* = 7,4 \cdot Re_l^{0,018} \quad (5.3)$$

olarak bu çalışmadaki deneyisel parametrelerde önerilmektedir. Ayrıca iç yüzeyi mikro kanatlı olan boruda verilerin çoğunun $\pm$ % 25 hata bandı içinde kalmasını sağlayan eşitlik :

$$\delta^* = 6,19 \cdot Re_l^{0,018} \quad (5.4)$$

olarak bulunmuştur.

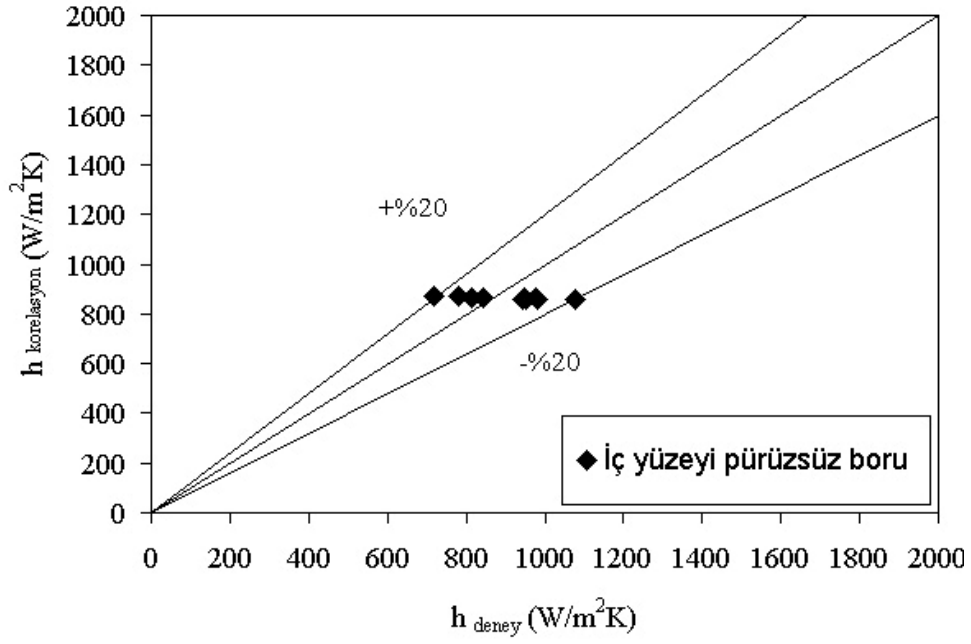
Şekil 5.19 da pürüzsüz borudaki deneyisel veriler ile modifiye edilmiş denkleme göre elde edilmiş ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması görülmektedir. Deneyisel veriler ve modifiye edilmiş denkleme göre hesap edilen ısı taşınım katsayıları $\pm$ % 20 hata bandı içinde kalmaktadır.

Şekil 5.20 iç yüzeyi mikro kanatlı boru için aynı karşılaştırmayı denklem (5.4)'e göre göstermektedir. Deneyisel ısı taşınım katsayısı ve denklem (5.4)'e göre hesaplanan ısı taşınım katsayılarının %90'ı $\pm$ % 25 hata bandı içinde kalmaktadır.

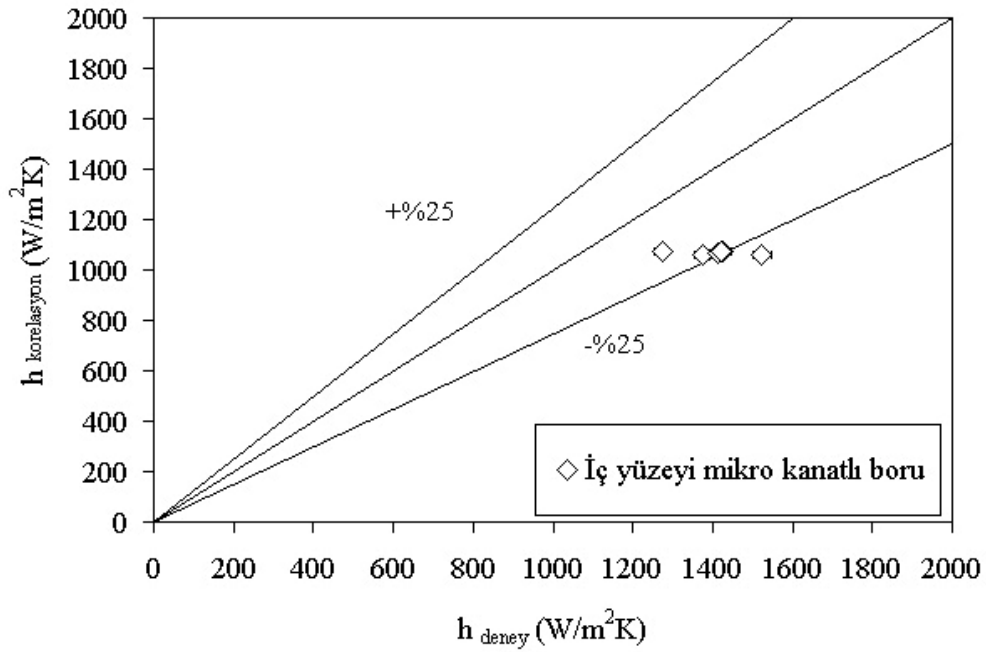
Çizelge 5.18 İç yüzeyi pürüzsüz ve mikro kanatlı boruya ait deneysel veriler

(kırmızı renk: mikro kanat, siyah renk: düz boru)

ΔT_i	G	x_{ort}	T	P	h_{deney}	$h_{denkleme}$	Hata %
2,76	29,17	0,97	31,73	8,0038942	950,782	860,7594	-9,46
1,67	28,97	0,99	31,75	8,0083411	1078,021	854,996	-20,68
2,52	28,79	0,99	31,93	8,0484447	981,784	860,1857	-12,38
2,95	28,87	0,93	34,03	8,5272225	947,395	865,677	-8,62
3,04	28,972	0,864	31,082	7,8607855	975,225	861,5486	-11,65
3,699	28,73	0,88	32,83	8,2511642	845,127	865,3461	2,39
3,09	28,903	0,938	32,59	8,1967456	941,773	859,7429	-8,71
3,609	34,084	0,99	34,084	8,5398015	815,385	866,5609	6,27
4,861	35,669	0,85	35,669	8,9150919	781,32	873,312	11,77
3,989	28,434	0,936	35,982	8,9906033	719,413	869,4668	20,85
4,386	28,9	0,93	33,26	8,3493232	851,59	1063,193	24,84
3,692	28,82	0,936	33,35	8,3699755	921,42	1061,601	15,21
4,419	28,432	0,8	33,537	8,4130055	1376,521	1062,465	-22,81
4,405	28,664	0,93	36,169	9,0359395	1273,982	1072,944	-15,78
4,457	29,75	0,82	31,723	8,0023382	1424,652	1070,147	-24,88
2,904	28,57	0,925	32,019	8,0683277	1523,75	1059,568	-30,46
4,56	28,478	0,88	33,527	8,4107004	1412,718	1069,948	-24,26
4,676	28,72	0,84	35,141	8,7887631	1422,693	1074,012	-24,50



Şekil 5.19 İç yüzeyi pürüzsüz boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının geliştirilen denklem (5.3)'e ait ısı taşınım katsayıları ile karşılaştırılması



Şekil 5.20 İç yüzeyi mikro kanatlı boruya ait deneysel ısı taşınım katsayılarının geliştirilen denklem (5.4)'e ait ısı taşınım katsayıları ile karşılaştırılması

6. HATA ANALİZİ

Deneyisel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneylerde 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 dizaynından 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 dikkatlerinin zamanla azalması, elektrik geriliminin değişmesi, cihazların ısınmasından ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınım veya ölçme aletlerindeki histerezis olaylarından kaynaklanmaktadır.

Deneyisel sonuçların geçerliliğinin belirlenmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının tespiti için kaynaklarda bir kaç yöntem mevcuttur. Bu yöntemler içerisinde, belirsizlik analizi (uncertainty analysis) ve akılcı yaklaşım (commensense basis) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır. Bu çalışmadaki hata analizinde; Kline ve McClintock (1954) tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılacaktır. Söz konusu bu belirsizlik analizi yöntemi ve bu yöntem kullanılarak; test ünitesine girişteki kurulum derecesine, ısı taşınım katsayısına ve Nusselt sayısına ait hata analizinin nasıl yapıldığı aşağıda gösterilmiştir.

6.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Holman'ın (1989) önerdiği belirsizlik analizi yöntemine göre; 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,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

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,

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

şeklinde verilmektedir. 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 ölçüldüğü cihaz üzerine yoğunlaşılabilir.

6.2 Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti (Ermiş, 1998)

Deneylerde hataya neden olan bağımsız değişkenler genel olarak kütleli akının (G), test borusu buhar giriş kalitesinin (x_g), ısı akısının (q), yoğunlaşma ısı taşınım katsayısının (h_i), sürtünme faktörünün (f) bulunuşunda etkili olmaktadır.

6.2.1 Kütleli Akı (G , $\text{kg/m}^2\text{s}$)

Kütleli akı ($\text{kg/m}^2\text{s}$), R134a akışkanının hacimsel debisi (m^3/s) ile sıvı yoğunluğunun (kg/m^3) çarpımının boru iç kesit alanına (m^2) bölünmesiyle bulunabilir.

$$G = \frac{\rho_l Q_r}{A_c} \quad (6.3)$$

$$w_G = \pm \left[\left(\frac{\partial G}{\partial Q_r} w_{Q_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial \rho_l} w_{\rho_l} \right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial A_c} w_{A_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.4)$$

Boru ölçülerinin bulunmasındaki ve akışkanın fiziksel özelliklerindeki ölçüm belirsizlikleri ihmal edilirse aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$w_G = \frac{\partial G}{\partial Q_r} w_{Q_r} \quad (6.5)$$

$$\frac{w_G}{G} = \frac{w_{Q_r}}{Q_r} \quad (6.6)$$

6.2.2 Test Borusu Buhar Giriş Kalitesi (x_g)

Test borusuna giren R134a akışkanına ait buhar kalitesi buharlaştırıcıdaki 3.Bölümde anlatıldığı gibi enerji dengesinden bulunur:

$$x_g = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{q_r}{\dot{m}_r} - c_{pr} (T_{r,d} - T_{r,buh,g}) \right] \quad (6.7)$$

$$x_g = \left(\frac{q_r}{\dot{m}_r h_{fg}} \right) - \left(\frac{c_{pr}}{h_{fg}} T_{r,d} \right) + \left(\frac{c_{pr}}{h_{fg}} T_{r,buh,g} \right) \quad (6.8)$$

$$\frac{\partial x_g}{\partial q_r} = \frac{1}{\dot{m}_r h_{fg}} \quad (6.9)$$

Eşitlik (6.9)'un her iki tarafı $(q_r/\dot{m}_r)$ ile çarpılırsa:

$$\frac{\partial x_g}{\partial \dot{m}_r} = \frac{1}{h_{fg}} \frac{q_r}{\dot{m}_r} \quad (6.10)$$

$$\frac{\partial x_g}{\partial T_{r,d}} = -\frac{c_{pr}}{h_{fg}} \quad (6.11)$$

$$\frac{\partial x_g}{\partial T_{r,buh,g}} = -\frac{c_{pr}}{h_{fg}} \quad (6.12)$$

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{\partial x_g}{\partial q_r} w_{q_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial \dot{m}_r} w_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_{r,d}} w_{T_{r,d}} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_{r,buh,g}} w_{T_{r,buh,g}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{1}{\dot{m}_r h_{fg}} w_{q_r} \right)^2 + \left(\frac{q_r}{h_{fg} \dot{m}_r} w_{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{c_{pr}}{h_{fg}} w_{T_{r,d}} \right)^2 + \left(\frac{c_{pr}}{h_{fg}} w_{T_{r,buh,g}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.14)$$

Buharlaştırıcıdaki toplam ısı geçişi miktarı ısı değiştiricisinin sıcak su tarafından elde edilir:

$$q_r = \dot{m}_s c_{ps} (T_{s,g} - T_{s,\zeta}) \quad (6.15)$$

$$q_r = \dot{m}_s c_{ps} T_{s,g} - \dot{m}_s c_{ps} T_{s,\zeta} \quad (6.16)$$

Buharlaştırıcıya giren ve çıkan suyun sıcaklığı 3'er adet ısı çiftin ortalaması alınarak bulunmuştur.

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_{11}}{11}$$

$$w_{T_0} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_0}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_0}{\partial T_2} w_{T_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial T_0}{\partial T_{11}} w_{T_{11}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

veya;

$$w_{T_0} = \pm \left[\left(\frac{1}{11} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{11} w_{T_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{11} w_{T_{11}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Suyun kütesel debisi (kg/s), ölçülen hacimsel su debisi (m³/s) ile suyun yoğunluğunun (kg/m³) çarpımından bulunabilir:

$$\dot{m}_s = \rho_s Q_s \quad (6.17)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial \dot{m}_s} = c_{ps} (T_{s,g} - T_{s,\zeta}) \quad (6.18)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_{s,g}} = \dot{m}_s c_{ps} \quad (6.19)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_{s,\zeta}} = \dot{m}_s c_{ps} \quad (6.20)$$

$$w_{q_r} = \pm \left[\left(\frac{\partial q_r}{\partial \dot{m}_s} w_{\dot{m}_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{s,g}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{s,\zeta}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.21)$$

Eşitlik (6.21)'in sağ tarafındaki parantezlerin içi (q_r/q_r) ile çarpılıp, diğer ilgili eşitliklerde yerleştirilip yeniden düzenlenirse:

$$\frac{w_{q_r}}{q_r} = \left[\left(\frac{1}{Q_s} w_{Q_s} \right)^2 + \left(\frac{1}{(T_{s,g} - T_{s,\zeta})} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{1}{(T_{s,g} - T_{s,\zeta})} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.22)$$

6.2.3 Isı Akısı (q'')

Test bölgesinde iletilen toplam ısı miktarı halka tarafında akan suyun enerji dengesinden bulunur:

$$q_t = \dot{m}_s c_{ps} (T_{s,\zeta} - T_{s,g}) \quad (6.23)$$

$$q_t = \dot{m}_s c_{ps} T_{s,\zeta} - \dot{m}_s c_{ps} T_{s,g} \quad (6.24)$$

Suyun kütesel debisi (kg/s), ölçülen hacimsel su debisi (m³/s) ile suyun yoğunluğunun (kg/m³) çarpımından bulunabilir:

$$\dot{m}_s = \rho_s Q_s \quad (6.25)$$

Isı akısı (W/m^2), toplam ısı geçişi miktarının (W) boru iç yüzey alanına (m^2) bölünmesiyle bulunabilir:

$$q'' = \frac{q_t}{\pi D_i L} \quad (6.26)$$

$$\frac{\partial q_t}{\partial \dot{m}_s} = c_{ps} (T_{s,g} - T_{s,\zeta}) \quad (6.27)$$

$$\frac{\partial q_t}{\partial T_{s,g}} = -\dot{m}_s c_{ps} \quad (6.28)$$

$$\frac{\partial q_t}{\partial T_{s,\zeta}} = \dot{m}_s c_{ps} \quad (6.29)$$

$$w_{q_t} = \pm \left[\left(\frac{\partial q_t}{\partial \dot{m}_s} w_{m_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_t}{\partial T_{s,g}} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_t}{\partial T_{s,\zeta}} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.30)$$

Eşitlik (6.30)'un sağ tarafındaki parantezlerin içi (q_r/q_r) ile çarpılıp, diğer ilgili eşitliklerde yerleştirilip yeniden düzenlenirse eşitlik (6.31) elde edilir.

$$\frac{w_{q_t}}{q_t} = \left[\left(\frac{1}{Q_s} w_{Q_s} \right)^2 + \left(\frac{1}{(T_{s,\zeta} - T_{s,g})} w_{T_{s,g}} \right)^2 + \left(\frac{1}{(T_{s,\zeta} - T_{s,g})} w_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.31)$$

6.2.4 Isı Geçiş Katsayısı

R134a tarafı ısı geçiş katsayısı toplam ısı geçiş katsayısı yardımıyla bulunabilir:

$$U_o = \frac{q_t}{A_o \Delta T_{lm}} \quad (6.32)$$

Halkadaki kirlilik direnci ve duvar direnci ihmal edilirse, R134a tarafı ısı taşınım katsayısı:

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right) \frac{A_i}{A_o}} \quad (6.33)$$

$$h_i = \frac{h_o U_o}{h_o - U_o} \quad (6.34)$$

$$w_{h_i} = \mp \left[\left(\frac{\partial h_i}{\partial U_o} w_{U_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_i}{\partial h_o} w_{h_o} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.35)$$

$$\frac{w_{h_i}}{h_i} = \mp \left[\left(\frac{h_o}{(h_o - U_o)U_o} w_{U_o} \right)^2 + \left(\frac{U_o}{(h_o - U_o)h_o} w_{h_o} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.36)$$

$$w_{U_o} = \mp \left[\left(\frac{\partial U_o}{\partial q_t} w_{q_t} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_o}{\partial \Delta T_{lm}} w_{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.37)$$

$$\frac{w_{U_o}}{U_o} = \mp \left[\left(\frac{1}{q''} w_{q''} \right)^2 + \left(\frac{1}{\partial \Delta T_{lm}} w_{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.38)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{r,\zeta} - T_{s,g}) - (T_{r,g} - T_{s,\zeta})}{\ln \left(\frac{T_{r,\zeta} - T_{s,g}}{T_{r,g} - T_{s,\zeta}} \right)} \quad (6.39)$$

$$w_{\Delta T_1} = \pm \left[(w_{T_d})^2 + (w_{T_{s,g}})^2 \right]^{1/2} \quad (6.40)$$

$$w_{\Delta T_2} = \pm \left[(w_{T_d})^2 + (w_{T_{s,\zeta}})^2 \right]^{1/2} \quad (6.41)$$

$$w_{\Delta T_{lm}} = \pm \left[\left(\frac{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\Delta T_1}}{\left(\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \right)^2} w_{\Delta T_1} \right)^2 + \left(\frac{-\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) + \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\Delta T_2}}{\left(\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \right)^2} w_{\Delta T_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.42)$$

$$w_{Nu_i} = \pm \left[\left(\frac{D_h}{k} w_{h_i}^- \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.43)$$

6.2.5 Sürtünme Faktörü (f)

Sürtünme faktörü aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$f = \Delta P_f \frac{D_h}{4L} \frac{2\rho_1}{G^2} \quad (6.44)$$

Sıvı fiziksel özelliklerindeki ölçüm belirsizliği ve boru ölçülerindeki belirsizlik ihmal edilmiştir.

$$w_f = \pm \left[\left(\frac{\partial f}{\partial G} w_G \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P_f} w_{\Delta P_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.45)$$

$$\frac{w_f}{f} = \pm \left[\left(\frac{1}{G} w_G \right)^2 + \left(\frac{2}{\Delta P_f} w_{\Delta P_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.46)$$

Çizelge 6.1 Deneysel belirsizlikler

	İç Yüzeyi Pürüzsüz Boru	Mikro Kanatlı Boru
Kütle Akı (G)	$\pm 0,1 \%$	$\pm 0,1 \%$
Buhar Kalitesi (x_g)	$\pm 2\%$	$\pm 2 \%$
Isı Akısı (q'')	$\pm 1 \%$	$\pm 1 \%$
Isı Geçiş Katsayısı (h_i)	1,47 %	1,47 %
Cihaz		
Test Bölgesi Su Giriş Sıcaklığı	$\pm 0,03 \%$	$\pm 0,03 \%$
Test Bölgesi Su Çıkış Sıcaklığı	$\pm 0,12 \%$	$\pm 0,12 \%$
Test Bölgesi R134a Giriş Sıcaklığı	$\pm 0,53 \%$	$\pm 0,53 \%$
Test Bölgesi R134a Çıkış Sıcaklığı	$\pm 0,48 \%$	$\pm 0,48 \%$
Buharlaştırıcı Su Giriş Sıcaklığı	$\pm 0,11 \%$	$\pm 0,11 \%$
Buharlaştırıcı Su Çıkış Sıcaklığı	$\pm 0,31 \%$	$\pm 0,31 \%$
Buharlaştırıcı R134a Giriş Sıcaklığı	$\pm 0,048 \%$	$\pm 0,048 \%$
Buharlaştırıcı R134a Çıkış Sıcaklığı	$\pm 0,13 \%$	$\pm 0,13 \%$

Çizelge 6.1 Deneysel belirsizlikler

	İç Yüzeyi Pürüzsüz Boru	Mikro Kanatlı Boru
R134a Akışkanı Miktarı	$\pm 0,1 \%$	$\pm 0,1 \%$
Test Borusu Su Debisi	$\pm 1 \%$	$\pm 1 \%$
Buharlaştırıcı Su Debisi	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$
Basınç Ölçer	$\pm 0,5 \%$	$\pm 0,5 \%$
Fark Basınç Ölçer	$\pm 0,1 \%$	$\pm 0,1 \%$

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1 Sonuçlar

- 1- Aynı kütleli debide, aynı yoğuşma sıcaklık farkında doyma basıncı (sıcaklığı) arttıkça ısı taşınım katsayısı azalmaktadır.
- 2- Aynı doyma basıncında ve sıcaklığında, eşit kütleli debide, yoğuşma sıcaklık farkı arttıkça ısı taşınım katsayısı azalmaktadır.
- 3- Aynı doyma basıncında, aynı kütleli debide ortalama buhar kalitesi arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır.
- 4- Benzer şartlar için yerel ısı taşınım katsayılarına, film kalınlıklarına, yoğuşan R134a miktarına göre çizilen grafiklerdeki eğrilerin karakteristikleri kaynaklarla uyumlu çıkmıştır.
- 5- Boru girişinde yerel film kalınlığı en düşük değerdedir, boru çıkışına doğru yoğuşma sebebiyle artmaktadır.
- 6- Boru girişinde yerel ısı taşınım katsayısı en yüksek değerdedir, boru çıkışına doğru yoğuşma sebebiyle azalmaktadır.
- 7- Boru girişinde yoğuşma miktarı en yüksek değerdedir, çizilen grafikte boru boyunca yoğuşum sıvının kütleli debisi arttığından boru çıkışında yoğuşan miktar en düşük miktardadır.
- 8- Benzer şartlardaki veriler incelendiğinde, düşey boruda yerçekimi doğrultusunda yoğuşmada mikro kanat kullanımından ötürü meydana gelen iyileşmenin % 60 ile % 82 arasında değiştiği görülmüştür.
- 9- Pürüzsüz ve mikro kanatlı borularda deneysel ısı taşınım katsayıları ile teorik ısı taşınım katsayıları sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesinin etkisini içeren teorik yöntem ile karşılaştırıldığında diğer yöntemlere göre daha uyumlu olduğu görülmüştür.
- 10- Bu çalışmada pürüzsüz boru için geliştirilen eşitlik (5.3)'e göre hesaplanan ısı taşınım katsayıları ile deneysel veriler $\pm$ % 20 hata aralığında kalmıştır. Sonuç verilerle uyumludur. Aynı şekilde mikro kanatlı boru için geliştirilen (5.4) denklemine göre hesaplanan ısı taşınım katsayısı ile deneysel veriler $\pm$ % 25 hata aralığında kalmıştır. Bu denklemler yeni ve daha çok bulgularla iyileştirilebilir.

7.2 Öneriler

- 1- Kütlesel akı artırılarak ısı taşınım katsayısına etkisi incelenebilir.
- 2- Çalışılan parametrelere göre sıvı filminin laminar akım şartlarında aktığı belirlenmiştir. Türbülanslı şartlarda çalışılabilecek şekilde sistem parametreleri değiştirilerek ısı taşınım katsayısı araştırılabilir.
- 3- Helisel tipte olan ancak ölçüleri farklı başka helisel borular kullanılarak mikro kanat parametrelerinin ısı taşınım katsayısına ve basınç düşümüne etkisi incelenebilir.
- 4- Örgü (herringbone) tipte mikro kanatlı boru kullanılarak, farklı kütlesel debilerde helisel mikro kanatlı boruda ısı taşınım katsayıları ve basınç düşümleri açısından karşılaştırma yapılabilir.
- 5- Yoğuşma prosesi için akışkan olarak bu çalışmada R134a seçilmiştir. Bu çalışmalar farklı akışkanlar ile yapılarak karşılaştırma yapılabilir.
- 6- Soğutma sistemlerinde bulunan kompresör sebebiyle sistemdeki akışkanın özelliklerini etkileyen yağ, akışkana yüzdesel olarak eklenerek etkisi araştırılabilir.
- 7- Bu çalışmada fark basınç cihazının kalibrasyonun ve bağlantısının problemli olmasından ötürü sürtünme basınç faktörleri araştırılamamıştır. Sürtünme basınç faktörleri iç yüzeyi pürüzsüz boru için Carey (1992)'in önerdiği eşitlik kullanılarak, mikro kanatlı boru için Cavallini (2000)'nin eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılacak düzenlemelerle borulardaki basınç düşümleri karşılaştırılabilir.
- 8- Önerilen tüm çalışmalar borunun eğimli ve yatay olması durumları için tekrarlanarak ısı taşınım katsayıları ve basınç düşümü açısından karşılaştırılabilir.
- 9- Önerilen tüm çalışmalar borunun eğimli ve düşey olması durumlarında, akışkanın yerçekimine ters yönde gönderilmesi hali (reflux) için tekrarlanarak ısı taşınım katsayıları ve basınç düşümü açısından araştırılabilir.
- 10- Bu çalışma yapılırken CFD programlarından Fluent, CFX, CF-Design programları incelenmiş, ancak bu tip programların iki fazlı akış prosesini çözmekte zorlandıkları, boru içindeki yoğuşma prosesini çözemedikleri, çözümün yapılabilmesi için C++ yazılım dilinde kod (UDF) yazılmasının gerektiği anlaşılmıştır. Uygun yazılım dilleri kullanılarak yoğuşmada sayısal incelenebilir.
- 11- Önerilen tüm çalışmalar tek fazlı akış şartları için yapılabilir.
- 12- Bu çalışmada Carey (1992)'e ait olan, ara yüzey kayma gerilmesinin etkisini içeren teorik

özüm kullanılmıştır. Cavallini'nin (2000) mikro kanatlar için önerdiği sürtünme faktörü eşitliğiyle desteklenmiştir. Daha az kabulun yapıldığı, daha detaylı bir teorik çözüm üzerinde çalışılabilir.

13- Boru içindeki sıvı-buhar ara yüzeyindeki dalgaların etkisi için kaynaklarda yaygın olarak kullanılan Mc.Adams (1954) eşitliği kullanılmıştır. Bu konuda daha detaylı bir çözüm için araştırma yapılabilir.

14- Çalışma parametreleri değıştirilerek elde edilecek deneysel sonuçlar diğeri araştırmacıların eşitlikleri ile karşılaştırılabilir, amprik modeller ve eşitlikler geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

Babcock & Wilcox (1978), "Steam, Its Generation and Use", Babcock & Wilcox Co.

Blangetti., F., Naushahi., M.K. (1980), "Influence of mass transfer on the momentum transfer in condensation and evaporation phenomena", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.23, no.12, pp.1694-1695.

Baroczy, C.J. (1965), "Correlation of Liquid Fraction in Two-Phase Flow with Application to Liquid Metals", Chemical Engineering Progress, Vol. 61, No.57, pp. 179-191.

Bellinghausen, R., Renz, U. (1992), "Heat Transfer and Film Thickness during Condensation of Steam Flowing at High Velocity in a Vertical Pipe", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.35, pp.683-689.

Briggs, D.E., Young, E.H. (1969), "Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers", Chem.Eng.Prog.Symp.Ser. 9265, pp. 35-45

Briggs, A., Kelemenis, C., Rose, J.W., (1998), "Condensation of CFC-113 with Downflow in Vertical, Internally Enhanced Tubes", Proceedings of 11th IHTC, vol.6, August 23-28.

Briggs, A., Kelemenis, C., Rose, J.W., (1998), "Heat Transfer and Pressure Drop Measurements for In-Tube Condensation of CFC-113 Using Microfin Tubes and Wire Inserts", Experimental Heat Transfer, vol.13, pp.163-181.

Bellinghausen, R., Renz, U. (1992), "Heat Transfer and Film Thickness During Condensation of Steam Flowing at High Velocity in a Vertical Pipe", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.35, No.3, pp. 683-689.

Butterworth, D. (1975), "A comparison of some void fraction relationships for co-current gas-liquid flow", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 1, pp. 845-850.

Carey, V. P. (1992), "Liquid-Vapor Phase Change Phenomena", Hemisphere Publishing,

Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto L. (2001), "Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of New HFC Refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a Horizontal Smooth Tube", International Journal of Refrigeration, Vol.24, pp. 73-87.

Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto L., Zilio, C. (2000) "Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer inside Multi-port Minichannels", First International Conference on Microchannels and Minichannels, April 25-25, New York.

- Cavallini, A., G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto L. (2000), "Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of Refrigerants Inside Horizontal Enhanced Tubes", *International Journal of Refrigeration*, Vol.23, pp. 4-25.
- Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto L., Zilio, C. (2003) "Condensation Inside and Outside Enhanced Tubes- A Review of Recent Research", *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp.373-392.
- Chen, M. (1961), "An Analytical Study of Laminar Film Condensation: Part 1-Flat Plates", *Transactions of the ASME*, February, pp.48-54.
- Chen, S.L., Gerner, F.M., Tien, C.L. (1987), "General Film Condensation Correlations", *Experimental Heat Transfer*, Vol. 1, pp.93-107.
- Chen, J.J.J., Spedding, P.L. (1981), "An Extension of The Lockhart-Martinelli Theory of Two Phase Pressure Drop and Holdup", *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.7, No.6, pp.659-675.
- Choi, K., Tae, S. (2001), "Condensation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixtures in a Microfin Tube with a U-bend", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.44, pp. 2043-2051.
- Collier, J.G., Thoma J.R. (1994), "Convective Boiling and Condensation", Clarendon Press, Oxford.
- Del Col, D., Cavallini, A., Thome, J.R. (2005), "Condensation of Zeotropic Mixtures in Horizontal Tubes: New Simplified Heat Transfer Model Based on Flow Regimes", *Journal of Heat Transfer*, Vol.127, pp.221-230.
- Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications In Heat and Mass Transfer*, Vol.12, No.1, pp.3-22.
- Dobson, M.K., Chato, J.C., Hinde, D.K., Wang, S.P. (1995), "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-12 and R-134a", *ASRAE Transactions*, pp.744-754.
- Dobson, M.K., Chato, J.C. (1998), "Condensation in Smooth Horizontal Tubes", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp.193-213.
- Dukler, A.E., Wicks, M., Cleveland, R.G. (1964), "Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow: B. An Approach Through Similarity Analysis", *Aiche Journal*, Vol. 10, pp. 44-51.
- Ermis, K. (1998), "Experimental Study of Condensation Inside Plain and Micro-fin Tubes",

Phd. Thesis, December, Sakarya University.

Ferreira, C. A., Newell, T. A., Chato, J. C., Nan, X. (2003), "R404a Condensing Under Forced Flow Conditions Inside Smooth, Microfin and Cross-hatched Horizontal Tubes", *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, No.4, pp.433-441.

Graham, D., Chato, J.C., Newell, T.A. (1999), "Heat Transfer and Pressure Drop Condensation of Refrigerant 134a in an Axially Grooved Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp. 1935-1944.

Gnielinski, V. (1976), "New Equations For Heat and Mass Transfer In Turbulent Pipe and Channel Flow", *International Chemical Engineering*, Vol.16, No.2, pp.359-368.

Goto, M., Inoue, N., Ishiwatari, N. (2001), "Condensation and Evaporation Heat Transfer of R410A Inside Internally Grooved Horizontal Tubes", *International Journal of Refrigeration*, Vol.24, pp. 628-638.

Goto, M., Inoue, N., Yonemoto, R. (2003), "Condensation Heat Transfer of R410A Inside Internally Grooved Horizontal Tubes", *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp. 410-416.

Hajal, j.El., Thome, J.R., Cavallini, A. (2003), "Condensation in Horizontal Tubes, part 1: Two-phase Flow Pattern Map", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.46, pp. 3349-3363.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P. (1996), "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley and Sons Pres, New York.

Jia, L., Li, X.P., Sun, J.D. (2002), "Heat Transfer Research on Vapor-Gas Mixture with Condensation in a Vertical Tube", *Heat Transfer-Asian Research*, Vol.31, No.7, pp.531-539.

Kedzierski, M.A., Kim, M.S. (1994), "Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Integral-Spine-Fin Within an Annulus", U.S.Department of Energy, June 1994 Nistir 5454.

Kedzierski, M.A., Goncalves, J.M. (1999), "Horizontal Convective Condensation of Alternative Refrigerants Within a Micro-Fin Tube", *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 161-178.

Khanpara, J.C., Bergles, A.E., Pate, M.B. (1986), "Augmentation of R-113 Intube Evaporation with Micro-fin Tubes", *Ashrae Transactions*, Vol. 92, No.2B, pp. 506-524.

- Kim, S.J., No, H.C. (2000), "Turbulent Film Condensation of High Pressure Steam in a Vertical Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp. 4031-4042.
- Koyama, S., Lee, S., Yu, J. (2000), "Condensation of Ternary Refrigerant Mixtures of HFC32/125/134a Inside a Horizontal Micro-fin Tube", 3rd European Thermal Science Conference 2000.
- Koyama, S., Lee, J., Yonemoto, R., (2004), "An Investigation on Void Fraction of Vapor-Liquid Two-Phase Flow for Smooth and Microfin Tubes with R134a at Adiabatic Condition", *International Journal of Multiphase Flow*, vol.30, pp.291-310.
- Koyama, S., Miyara, A., Takamatsu, H., Fujii, T. (1990), "Condensation Heat Transfer of Binary Refrigerant Mixtures of R22 and R114 Inside a Horizontal Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 13, pp. 256-263.
- Kuhn, S.Z., Schrock, V.E., Peterson, P.F. (1992), "An Investigation of Condensation From Steam-Gas Mixtures Flowing Downward Inside a Vertical Tube", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 177, pp. 53-69.
- Labuntsov, D.A., Kryukov, A.P. (1979), "Analysis of intensive evaporation and condensation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No.7, pp.989-1002.
- Lambrechts, A., Liebenberg, L., Bergles, A.E., Meyer, J.P. (2006), "Heat Transfer Performance During Condensation Inside Horizontal Smooth, Microfin and Herringbone Tubes", *Journal of Heat Transfer*, Vol.128, pp.691-700.
- Levy, S. (1960), "Steam Slip Theoretical Prediction from Momentum Model", *American Society of Mechanical Engineers, Transaction Series: C. Journal of Heat Transfer*, Vol. C, No. 82, pp. 113-124.
- Levy, S. (1966), "Prediction of Two-phase Annular Flow with Liquid Entrainment", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.9, pp. 171-188.
- Lockhart, R. W., Martinelli, R. C. (1949), "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 45 (1), pp. 39-48.
- Liebenberg, L., Thome, J.R., Meyer, J.P. (2005), "Flow Visualization and Flow Pattern Identification with Power Spectral Density Distributions of Pressure Traces During Refrigerant Condensation in Smooth and Microfin Tubes", Vol.2005, pp.209-220.
- Ma, X., Briggs, A., Rose, J.W., (2004), "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for

Condensation of R113 in a Vertical Micro-Finned Tube with Wire Insert”, *International Comm. Heat and Mass Transfer*, vol.31, no.5, pp.619-627.

Miyara, A., Otsubo, Y., Ohtsuka, S., Mizuta, Y. (2003), “Effect of Fin Shape on Condensation in Herringbone Microfin Tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp. 417-424.

Miyara, A., Nonaka, K., Taniguchi, M. (2000), “Condensation Heat Transfer and Flow Pattern Inside a Herringbone Microfin Tube”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.23, pp. 141-152.

Miyara, A., Otsubo, Y. (2002), “Condensation Heat Transfer of Herringbone Microfin Tubes”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 41, pp. 639-645.

Ng, T.S., Lawrence, C.J., Hewitt G.F. (2002), “Laminar Stratified Pipe Flow”, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.28, pp. 963-996.

No, H.C., Park, H.S. (2002), “Non-iterative Condensation Modeling for Steam Condensation with Non-condensable Gas in a Vertical Tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.845-854.

Nozu, S., Katayama, H., Nakata, H., Honda, H. (1998), “Condensation of a Refrigerant CFC11 in Horizontal Microfin Tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, pp.82-96.

Nozu, S., Honda, H. (2000), “Condensation of Refrigerants in Horizontal, Spirally Grooved Microfin Tubes: Numerical Analysis of Heat Transfer in the Annular Flow Regime”, *Transactions of ASME*, Vol. 122, pp.80-91.

Nusselt, W., (1916), “*Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*”, vol.60, pp.541

Rose, J.W. (2004), “Heat-Transfer Coefficients, Wilson Plots and Accuracy of Thermal Measurements”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.28, pp. 77-86.

Rose, J.W. (1998), “Condensation Heat Transfer Fundamentals”, *Transactions Journal of Chemical Engineering*, Vol.76, Part A, February, pp.143-152.

Rose, J.W. (1984), “Effect of Pressure Gradient in Forced Convection Film Condensation on a Horizontal Tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.27, No.1, pp. 39-47.

S. Oh, S.T., Revankar, A., (2005), “Analysis of the complete condensation in a vertical tube

passive condenser”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.32, pp.716-727

Shah, M.M. (1979), “A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.22, pp. 547-556.

Schlager, L.M. (1991), “Boiling and Condensation in Micro-fin Tubes”, Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 1991-04.

Schlager, L.M., Pate, M.B., Bergles, A.E. (1990), “Performance Predictions of Refrigerant – oil Mixtures in Smooth and Internally Finned Tubes-Part II: Design Equations”, Ashrae Transactions, Vol. 94, pp.170-182.

Schlager, L.M., Pate, M.B., Bergles, A.E. (1990), “Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7-mm Microfin Tubes with Refrigerant 22”, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp.1041-1047.

Schlager, L.M., Pate, M.B., Bergles, A.E. (1989), “Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Smooth and Internally Finned Tubes with oil and Refrigerant R22 Mixtures”, Ashrae Transactions, Vol. 93, pp.375-385.

Shedd, T.A., Newell Ty.A. (2003), “Visualization of Two-phase Flow Through Microgrooved Tubes for Understanding Enhanced Heat Transfer”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46, pp. 4169-4177.

Shedd, T.A., Newell Ty.A., Lee, P.K. (2003), “The Effects of the Number and Angle of Microgrooves on the Liquid Film in Horizontal Annular Two-phase Flow”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46, pp. 4179-4189.

Sieder, E.N., Tate, G.E. (1936), “Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”, Ind.Eng.Chem., Vol.28, pp. 1429-1435.

Smith, S.L. (1971), “Void fractions in two-phase flow:a correlation based upon an equal velocity head model”, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 1, pp. 22-39.

Smit, F.J, Meyer, J.P. (2002), “Condensation Heat Transfer Coefficients of the Zeotropic Refrigerant Mixture R-22/R-142b in Smooth Horizontal Tubes”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41,pp.625-630.

Smith, F.J., Thome, J.R., Meyer, J.P. (2002), “Heat Transfer Coefficients During Condensation of the Zeotropic Refrigerant Mixture HCFC-22/HCFC-142b”, Journal of Heat Transfer, Vol.124, pp.1137-1146.

- Soliman, M., Schuster, J. R. ve Berenson, P. J. (1968) "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation", Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer, May, pp. 267-276,
- Soliman, H. M.. (1986), "The Mist-Annular Transition During Condensation and its Influence on the Heat Transfer Mechanism", International Journal of Multiphase Flow, Vol.12, No.2, pp.277-288.
- Sun G., ve G. F. Hewitt (2001), "Evaporation and Condensation of Steam-Water in a Vertical Tube", Nuclear Engineering and Design, Vol.207, pp. 137-145.
- Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P. (1981), "A New Flow Regimes Map for Condensation Inside Horizontal Tubes", Internatioanal Journal of Heat Transfer, Vol.104, pp. 763-768.
- Tandon, T.N., H.K. Varma, C.P. Gupta. (1985), "A void fraction model for annular two phase flow", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.28, No.1, pp.191-198.
- Thome, J.R, Hajal, j.El., Cavallini, A. (2003), "Condensation in Horizontal Tubes, Part 2: New Heat Transfer Model Based on Flow Regimes", Internatioanal Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46, pp. 3365-3387.
- Traviss, D.P., W.M. Rohsenow (1973), "Flow Regimes in Horizontal Two-Phase Flow with Condensation", Ashrae Spring Conferance, Minneapolis, No.2279 RP-63, pp.31-39.
- Tuncer, T. (1996), "Diferansiyel Denklemler", Alfa Yayınları
- VDI-Warmeatlas (1994), 8. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf
- Wallis, G.B. (1968), "Use of the reynolds flux concept for analysing one-dimensional two-phase flow : Part I.", Internatioanal Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, No. 3, pp. 445-458.
- Wallis, G.B. (1968), "Use of the reynolds flux concept for analysing one-dimensional two-phase flow : Part II.", Internatioanal Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, No. 3, pp. 459-472.
- Wallis, G.B. (1972), "Annular Two-phase Flow.", Internatioanal Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, No. 3, pp. 567-569.
- Wallis, G.B., Karlin, A.S., Clark, C.R., Bharathan, D. (1981), "Countercurrent gas-liquid flow in parallel vertical tubes", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 7, No. 1, pp. 1-19.

- Wang, H.S., Honda, H. (2003), "Condensation of Refrigerants in Horizontal Microfin Tubes: Comparison of Prediction Methods for Heat Transfer", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 452-460.
- Wang, H.S., Rose, J.W., Honda, H. (2003), "Condensation of Refrigerants in Horizontal Microfin Tubes: Comparison of Correlations for Frictional Pressure Drop ", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, www.elsevier.com
- Wang, H.S., Honda, H., Nozu S. (2002), "Modified Theoretical Models of Film Condensation in Horizontal Microfin Tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp. 1513-1523.
- Wang, H.S., Rose, J.W. (2006), "Film Condensation in Horizontal Micro Channels: Effect of Channel Shape", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.45, pp.1205-1212.
- Wang, H.S., Rose, J.W. (2005), "A Theory of Film Condensation in Horizontal Noncircular Section Microchannels", *Transactions of the ASME*, Vol.127, pp.1096-1105.
- Webb, D.R., Sardesai, R.G. (1981), "Verification of multicomponent mass transfer models for condensation inside a vertical tube", *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.7, No.5, pp.507-520.
- Webb, D.R., Sardesai, R.G. (1983), "Reply to Comments on "Verification of Multicomponent Mass Transfer Models for Condensation Inside a Vertical Tube", *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.9, No.4, pp.455-457.
- Wilson, M.J., Newell, T.A., Chato, J.C., Ferreira, I. (2003), "Refrigerant Charge, Pressure Drop, and Condensation Heat Transfer in Flattened Tubes", *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp.442-451.
- Yang, C-Y., Webb, R.L. (1996), "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.4, pp. 791-800.
- Yang, C-Y., Webb, R.L. (1996), "Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.4, pp. 801-809.
- Yang, C-Y., Webb, R.L. (1997), "A Predictive Model for Condensation in Small Hydraulic Diameter Tubes Having Axial Micro-fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.119, Nov., pp. 776-782.

Yashar, D.A., Wilson, M.J., Kopke, H.R., Graham, D.M., Chato, J.C., Newell, T.A. (2001), "An Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes", HVAC&R, Vol.7, No.1, pp. 67-82

Zivi, S.M. (1964), "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", Internatioanal Journal of Heat Transfer, May, pp. 247-251.

İnternet Kaynakları

[1]www.fbe.yildiz.edu.tr

[2]www.sciencedirect.com

[3]www.engineeringvillage.com

[4]www.interscience.com

[5]www.elsevier.com

[6]www.webofscience.com

Ek 1 Kalibrasyon Verileri

Sıcaklık ölçen cihazların kalibrasyonları Netes Kalibrasyon firmasının laboratuvarında, firmanın gözetiminde yapılmıştır. Firma tarafından geliştirilmiş sıcaklık banyosunda Hart Scientific marka 1522 modele sahip cihaz referans alınarak 23 °C ve % 60 bağıl nem şartlarına klitmatize edilmiş bir odada yapılan kalibrasyon işlemi sonucunda aşağıdaki çizelgeler elde edilmiş ve Panasonic Nais PLC cihazına kalibrasyon katsayıları uygun bir şekilde girilmiştir. Sıcaklık banyosunun yapısından ötürü dört grup halinde sahip olduğumuz tüm sıcaklık ölçen cihazlar kalibre edilmiştir. Tesisatta ısı çiftlerinin hassas olanları kullanılmıştır, pt100 sıcaklık ölçerlerin tamamı kullanılmıştır. Isıl çiftler buharlaştırıcıya su giriş çıkışının olduğu ölçüm noktalarında her biri 3'er adetten oluşan gruplar halinde kullanılmış, o noktadaki ölçüm değeri olarak ortalamaları alınmıştır. Kalibrasyon ölçüm süreleri sıcaklık ölçerlerin rejime girmeleri, şehir şebekesindeki gerilimin düzensizliği, cihazların ve PLC nin kendi ataletleri de göz önünde bulundurularak çizelgelerde görüldüğü gibi farklı alınmıştır. Ölçüm süresi en az 10 dakika alınmış olup, ölçüme ölçülen cihazlar ve referans olan cihazın rejime girdiği anda başlanılmıştır.

Deney tesisatında kullanılan Panasonic-Nais marka AD8 model PLC sistemi 8 kanallı 8 adet modüle sahip olup toplam 64 kanallıdır. Her modül ayrı ayrı 4-20 mA, 0-10 mV, ısı çift tipleri, pt100/pt1000 sıcaklık ölçer bağlanacak şekilde ayarlanabilmektedir. Türkiye temsilcisi Özdisan A.Ş. ile ortak bir çalışma sonucu tesisattaki basınç, sıcaklık, debi değerlerimizin değişimini bilgisayar ekranında görüp grafiğini çizdirip kaydının yapabileceği bir program geliştirmiştir. Program her saniye için 10 adet değer alıp bu değerlerin ortalamasını M.S.Excel programına çıktı olarak verebilmektedir. Netes Kalibrasyon firmasındaki sıcaklık kalibrasyonları sırasında PLC de oraya götürülmüş olup sıcaklık cihazları ile beraber topluca sistem olarak kalibre edilmiştir.

Deney tesisatında bulunan Siemens marka DI 1,5 model freon 134a debimetresinin, ABB marka 26600 model fark basınç cihazının üretici firmalarının kalibrasyon sertifikaları ekte verilmiştir, sertifikalar sayesinde elde edilen kalibrasyon katsayıları PLC programına işlenmiştir. Teksan ve Honsberg marka dijital su debimetrelerinin kalibrasyonları hacmi bilinen bir kaptaki süre tutularak yapılmıştır, kalibrasyon katsayıları cihazların üzerinden elle ayar kısımlarına işlenmiştir. Tesisatta kullanılan iki adet Bd-Sensors marka basınç ölçerler cihazın Türkiye ithalatçısı Lonca Pazarlama tarafından kalibre edilmiştir.

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K8	K9	K10	K11	K12
21.06.06	11:22:55	11:42:51	15,09	17,8	16,95	16,775	14,85	17,7
21.06.06	13:26:06	13:36:58	25,07	27,8	27,15	27,82	25,55	28,1
21.06.06	15:15:03	15:27:52	35,06	37,95	37,365	35,8	35,975	40,84
21.06.06	16:26:12	16:45:58	45,04	49,125	48,5	46,625	46,775	51,65

FARKLAR	15,09	2,71	1,86	1,685	-0,24	2,61
	25,07	2,73	2,08	2,75	0,48	3,03
	35,06	2,89	2,305	0,74	0,915	5,78
	45,04	4,085	3,46	1,585	1,735	6,61

YENİ DEĞER	15,09	15,339	15,274	14,786	15,082	15,385
	25,07	24,921	24,981	26,051	25,142	24,433
	35,06	34,647	34,701	34,190	34,942	35,516
	45,04	45,355	45,297	45,230	45,095	44,921

MUTLAK HATA %	15,09	1,655	1,225	-2,009	-0,046	1,955
	25,07	-0,591	-0,354	3,915	0,287	-2,540
	35,06	-1,176	-1,021	-2,480	-0,334	1,303
	45,04	0,700	0,572	0,423	0,123	-0,262

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

	REF	K8	K9	K10	K11	K12
HATA C	15,09	0,249	0,184	-0,303	-0,007	0,295
	25,07	-0,148	-0,088	0,981	0,072	-0,636
	35,06	-0,412	-0,358	-0,869	-0,117	0,456
	45,04	0,315	0,257	0,190	0,055	-0,118

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K13	K14	K15	K16	K17
21.06.06	11:22:55	11:42:51	15,09	19,5	18,55	18,7	18,9	18,3
21.06.06	13:26:06	13:36:58	25,07	30,3	30	30,17	29,3	28,78
21.06.06	15:15:03	15:27:52	35,06	40,65	40,65	40,825	39,5	38,86
21.06.06	16:26:12	16:45:58	45,04	51,55	51,45	51,575	50,1	49,45

FARKLAR	15,09	4,41	3,46	3,61	3,81	3,21
	25,07	5,23	4,93	5,1	4,23	3,71
	35,06	5,59	5,59	5,765	4,44	3,8
	45,04	6,51	6,41	6,535	5,06	4,41

YENİ DEĞER	15,09	15,067	14,901	14,888	15,109	15,073
	25,07	25,191	25,352	25,364	25,111	25,179
	35,06	34,893	35,074	35,097	34,922	34,899
	45,04	45,111	44,932	44,916	45,117	45,111

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

	REF	K13	K14	K15	K16	K17
MUTLAK HATA %	15,09	-0,149	-1,251	-1,337	0,126	-0,110
	25,07	0,483	1,127	1,176	0,166	0,435
	35,06	-0,475	0,039	0,105	-0,393	-0,458
	45,04	0,1577	-0,239	-0,274	0,171	0,158

HATA C	15,09	-0,022	-0,188	-0,201	0,019	-0,016
	25,07	0,121	0,282	0,294	0,041	0,109
	35,06	-0,166	0,014	0,037	-0,137	-0,160
	45,04	0,071	-0,107	-0,123	0,077	0,071

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K21	K22	K23	K24	K63
21.06.06	11:22:55	11:42:51	15,09	19,245	18,275	18,3	20,65	16,64
21.06.06	13:26:06	13:36:58	25,07	29,645	29,25	29,505	31,25	26,4
21.06.06	15:15:03	15:27:52	35,06	40,1	40,1	40,295	41,735	36,42
21.06.06	16:26:12	16:45:58	45,04	51	50,7	50,98	51,745	46,4

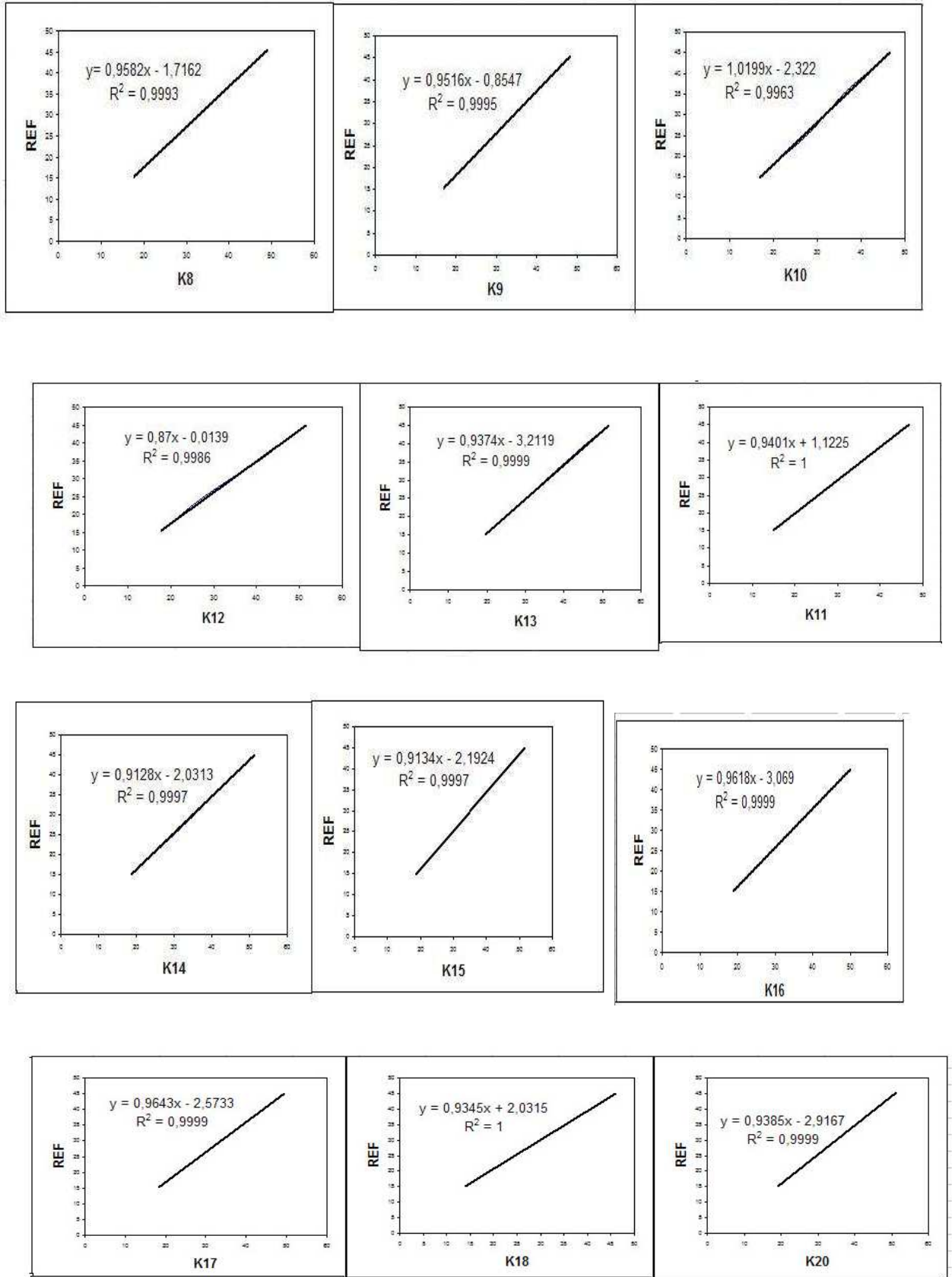
FARKLAR	15,09	4,155	3,185	3,21	5,56	1,55
	25,07	4,575	4,18	4,435	6,18	1,33
	35,06	5,04	5,04	5,235	6,675	1,36
	45,04	5,96	5,66	5,94	6,705	1,36

Çizelge Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

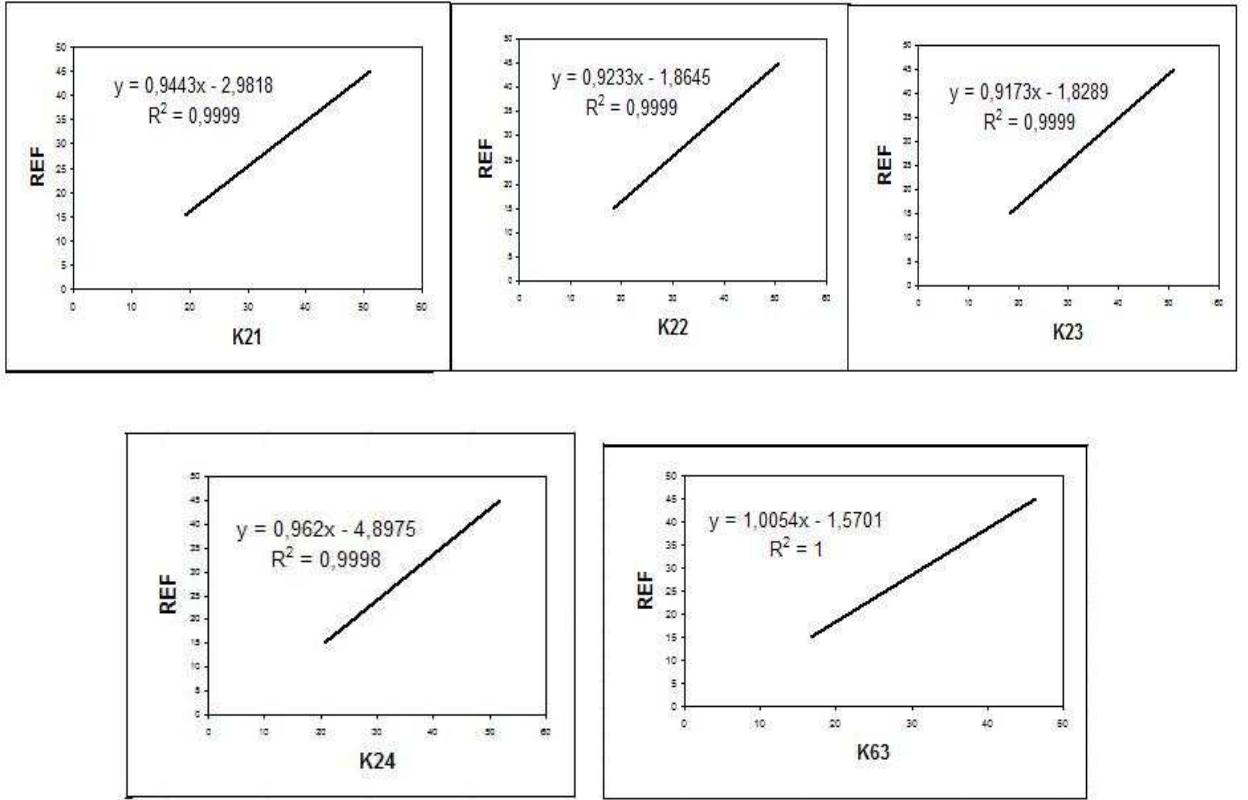
	REF	K21	K22	K23	K24	K63
YENİ DEĞER	15,09	15,191	15,008	14,957	14,967	15,159
	25,07	25,011	25,142	25,236	25,165	24,972
	35,06	34,884	35,159	35,133	35,251	35,046
	45,04	45,177	44,946	44,935	44,881	45,080

MUTLAK HATA %	15,09	0,670	-0,538	-0,876	-0,809	0,462
	25,07	-0,231	0,287	0,662	0,378	-0,389
	35,06	-0,500	0,284	0,210	0,546	-0,038
	45,04	0,305	-0,206	-0,233	-0,352	0,089

HATA C	15,09	0,101	-0,081	-0,132	-0,122	0,069
	25,07	-0,058	0,072	0,166	0,095	-0,097
	35,06	-0,175	0,099	0,073	0,191	-0,013
	45,04	0,137	-0,093	-0,104	-0,158	0,040



Şekil Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri



Şekil Ek 1.1 İlk grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri

Çizelge Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

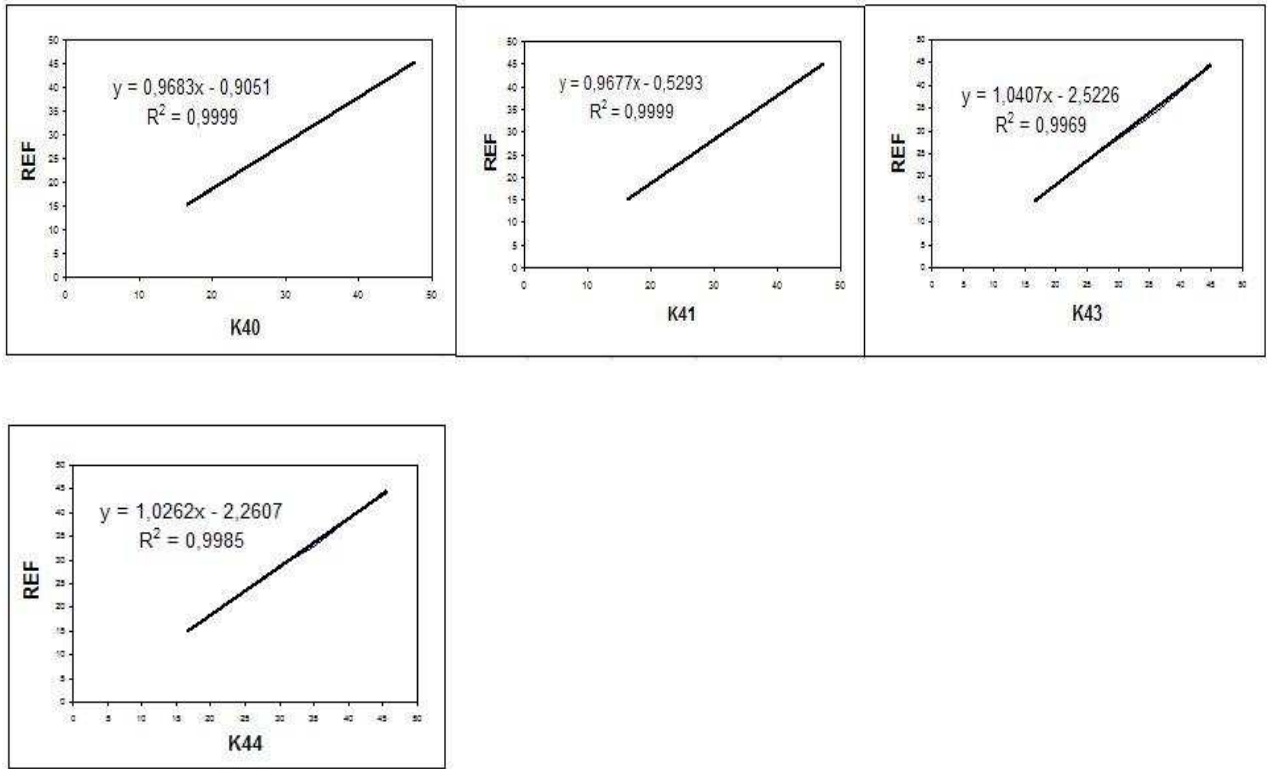
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K40	K41	K43	K44
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6
22.06.2006	10:57:56	11:09:54	25,08	26,8	26,43	26,8	26,83
22.06.2006	11:55:54	12:13:10	35,06	36,95	36,6	36,95	36,965
21.06.2006	17:44:55	17:59:26	45,04	47,59	47,22	45	45,61
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6
22.06.2006	10:57:56	11:09:54	25,08	26,8	26,43	26,8	26,83
22.06.2006	11:55:54	12:13:10	35,06	36,95	36,6	36,95	36,965
21.06.2006	17:44:55	17:59:26	45,04	47,59	47,22	45	45,61
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6

FARKLAR	15,08	1,52	1,135	1,42	1,52
	25,08	1,72	1,35	1,72	1,75
	35,06	1,89	1,54	1,89	1,905
	45,04	2,55	2,18	-0,04	0,57

YENİ DEĞER	15,08	15,16868	15,16196	14,64895	14,77422
	25,08	25,04534	25,04701	25,36816	25,27225
	35,06	34,87359	34,88852	35,93127	35,67278
	45,04	45,1763	45,16549	44,3089	44,54428

Çizelge Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

SON	REF	K40	K41	K43	K44
MUTLAK HATA %	15,08	0,588	0,543471	-2,85842	-2,02772
	25,08	-0,138	-0,13154	1,148963	0,766531
	35,06	-0,531	-0,4891	2,485068	1,747812



Şekil Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri

Çizelge Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

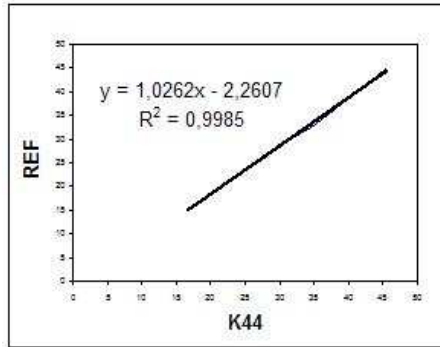
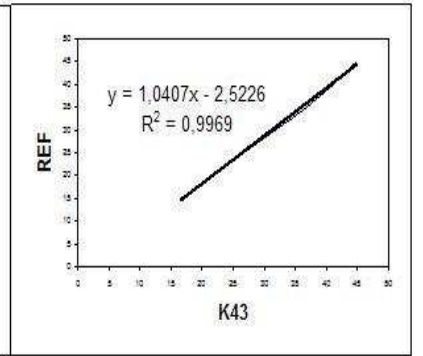
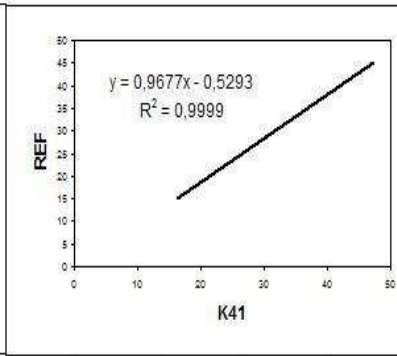
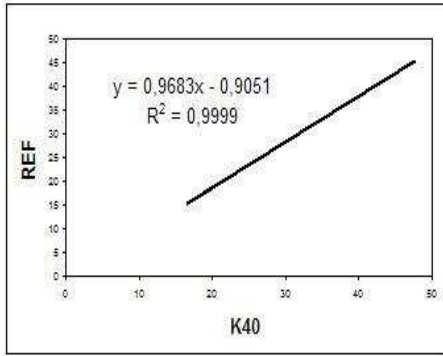
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K40	K41	K43	K44
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6
22.06.2006	10:57:56	11:09:54	25,08	26,8	26,43	26,8	26,83
22.06.2006	11:55:54	12:13:10	35,06	36,95	36,6	36,95	36,965
21.06.2006	17:44:55	17:59:26	45,04	47,59	47,22	45	45,61
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6
22.06.2006	10:57:56	11:09:54	25,08	26,8	26,43	26,8	26,83
22.06.2006	11:55:54	12:13:10	35,06	36,95	36,6	36,95	36,965
21.06.2006	17:44:55	17:59:26	45,04	47,59	47,22	45	45,61
22.06.2006	09:47:09	10:04:32	15,08	16,6	16,215	16,5	16,6

FARKLAR	15,08	1,52	1,135	1,42	1,52
	25,08	1,72	1,35	1,72	1,75
	35,06	1,89	1,54	1,89	1,905
	45,04	2,55	2,18	-0,04	0,57

YENİ DEĞER	15,08	15,16868	15,16196	14,64895	14,77422
	25,08	25,04534	25,04701	25,36816	25,27225
	35,06	34,87359	34,88852	35,93127	35,67278
	45,04	45,1763	45,16549	44,3089	44,54428

Çizelge Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K40	K41	K43	K44
		MUTLAK HATA %	15,08	0,588	0,543471	-2,85842	-2,02772
			25,08	-0,138	-0,13154	1,148963	0,766531
			35,06	-0,531	-0,4891	2,485068	1,747812



Şekil Ek 1.2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri

Çizelge Ek 1.3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

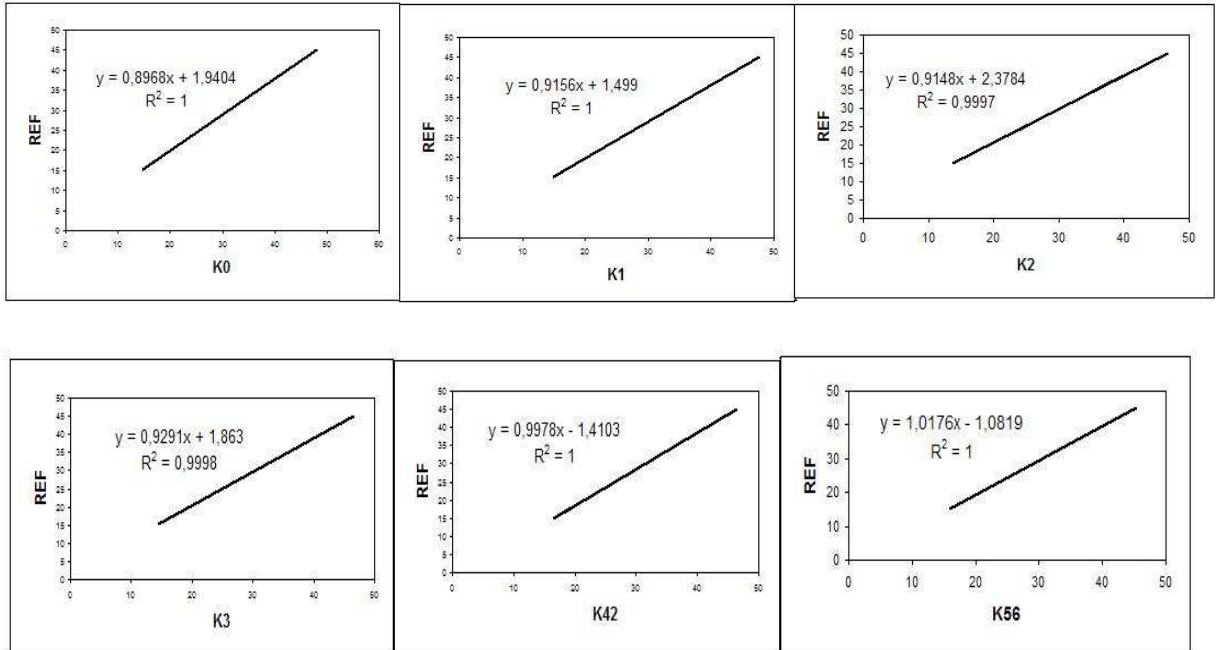
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K0	K1	K2	K3	K42	K56
22.06.2006	15:50:16	16:04:06	15,09	14,675	14,875	13,775	14,4	16,515	15,865
22.06.2006	15:17:06	15:28:22	25,07	25,775	25,75	25,125	24,825	26,55	25,75
22.06.2006	13:19:07	13:57:08	35,06	36,93	36,55	35,47	35,55	36,595	35,5
22.06.2006	17:07:36	17:23:24	45,02	48,045	47,6	46,675	46,615	46,5	45,3

FARKLAR							
	15,09	-0,415	-0,215	-1,315	-0,69	1,425	0,775
	25,07	0,705	0,68	0,055	-0,245	1,48	0,68
	35,06	1,87	1,49	0,41	0,49	1,535	0,44
	45,02	3,025	2,58	1,655	1,595	1,48	0,28

YENİ DEĞER	15,09	15,100	15,118	14,979	15,242	15,068	15,062
	25,07	25,055	25,075	25,362	24,927	25,081	25,121
	35,06	35,059	34,964	34,826	34,892	35,104	35,042
	45,02	45,027	45,081	45,076	45,173	44,987	45,015

MUTLAK HATA %	15,09	0,0724	0,189	-0,730	1,007	-0,143	-0,183
	25,07	-0,058	0,022	1,167	-0,566	0,045	0,204
	35,06	-0,002	-0,273	-0,666	-0,477	0,126	-0,048
	45,02	0,0158	0,1367	0,125	0,339	-0,072	-0,010

SON	REF	K0	K1	K2	K3	K42	K56
HATA C	15,09	0,010	0,028	-0,110	0,152	-0,021	-0,027
	25,07	-0,0145	0,005	0,292	-0,142	0,011	0,051
	35,06	-0,0007	-0,095	-0,233	-0,167	0,044	-0,017
	45,02	0,007	0,061	0,056	0,152	-0,032	-0,004



Şekil Ek 1.3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri

Çizelge Ek 1.4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K4	K5	K6
23.06.2006	09:19:19	09:38:16	30,07	35,315	35,05	35,09
23.06.2006	10:13:23	10:30:42	40,05	45,55	45,525	45,5
22.06.2006	17:59:16	18:06:50	50,02	56,275	56,3	56,32

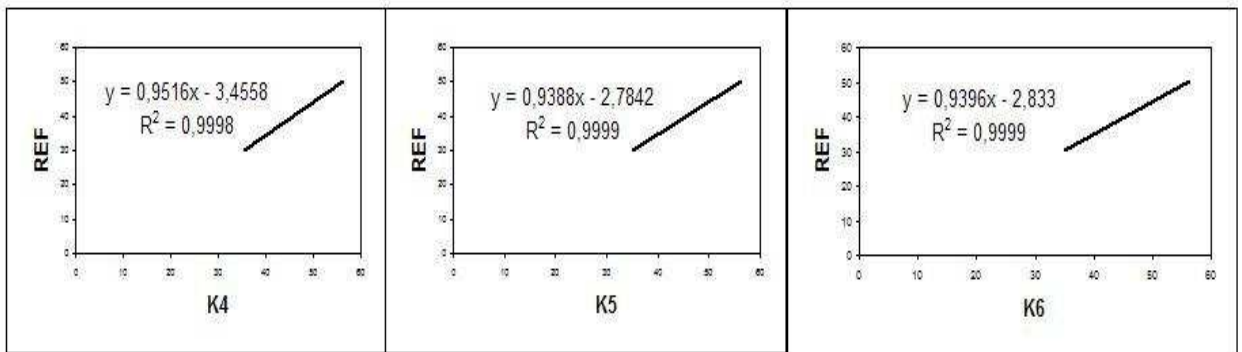
FARKLAR				
	30,07	5,245	4,98	5,02
	40,05	5,5	5,475	5,45
	50,02	6,255	6,28	6,3

YENİ DEĞER	30,07	30,149	30,120	30,137
	40,05	39,889	39,954	39,918
	50,02	50,095	50,070	50,085

Çizelge Ek 1.4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K4	K5	K6
		MUTLAK HATA %	30,07	0,2658	0,168	0,224
			40,05	-0,400	-0,238	-0,327
			50,02	0,150	0,100	0,130

HATA C	30,07	0,0799	0,050	0,067
	40,05	-0,160	-0,095	-0,131
	50,02	0,075	0,050	0,065



Şekil Ek 1.4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

Çizelge Ek 1.5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K25	K26	K27
23.06.2006	13:50:49	14:03:44	30,06	30,45	29,685	29,685
23.06.2006	11:00:45	11:16:20	40,04	41,115	40,15	40,15
23.06.2006	11:37:39	11:47:21	50,01	51,63	50,45	50,435

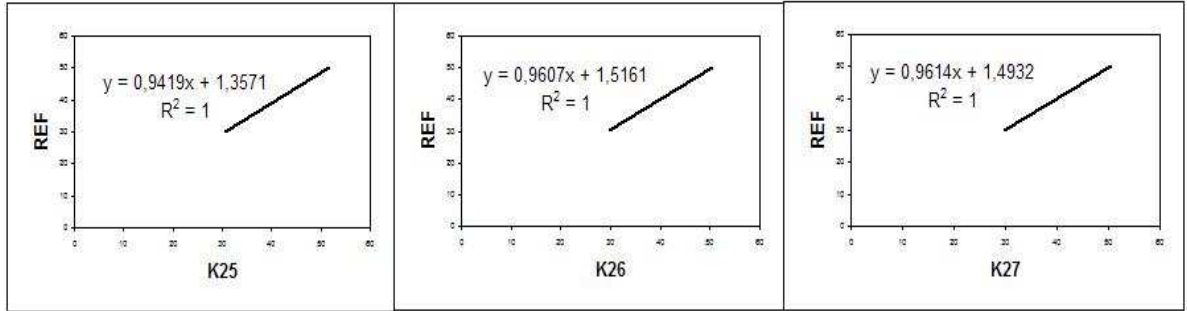
FARKLAR				
	30,06	0,39	-0,375	-0,375
	40,04	1,075	0,11	0,11
	50,01	1,62	0,44	0,425

YENİ DEĞER	30,06	30,037	30,034	30,032
	40,04	40,083	40,088	40,093
	50,01	49,987	49,983	49,981

Çizelge Ek 1.5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyonu bilgileri

SON	REF	K25	K26	K27
MUTLAK HATA %	30,06	-0,073	-0,084	-0,091
	40,04	0,1081	0,120	0,133
	50,01	-0,045	-0,053	-0,057

HATA C	30,06	-0,022	-0,025	-0,027
	40,04	0,0433	0,048	0,053
	50,01	-0,022	-0,026	-0,028



Şekil Ek 1.5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyonu eğrileri

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 25.10.1974

Doğum yeri İstanbul

Lise 1989-1992 Kabataş Erkek Lisesi

Lisans 1992-1996 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1996-199 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Doktora 1999-2006 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

1997-Devam ediyor Yıldız Üniversitesi Makina Fak. Makina Müh. Böl.
Araştırma Görevlisi