

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONDENSER DENEY SİSTEMİNİN ÖN HESAPLARININ  
VE KALİBRASYON DENEYLERİNİN YAPILMASI**

Mak. Müh. Ümit Murat BEKTAŞ

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

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE

*Prof. Dr. Olcay Kincay Olumay*

*Doç. Dr. Nurten Vardar Akın*

İSTANBUL, 2005

# İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGE LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ .....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT.....	xi
1 GİRİŞ :.....	1
2 YOĞUŞMA .....	3
2.1 Düşey Bir Levha Üzerindeki Film Yoğuşması:.....	4
2.2 Dairesel Kesitli Borularda Film Yoğuşması:.....	8
2.2.1 Silindirik Kesitli Borunun Dış Yüzeyinde Yoğuşma: .....	8
2.2.2 Silindirik Boruların İç Yüzeyinde Yoğuşma: .....	13
2.2.2.1 Dikey Borunun İç Yüzeyinde Yoğuşma:.....	13
2.2.2.2 Yatay Boru İçinde Yoğuşma: .....	15
2.3 Akış Modeli Haritaları Üzerine Yapılan Çalışmalar : .....	18
2.3.1 Baker'ın Çalışması :.....	18
2.3.2 Mandhane'nin Çalışmaları :.....	19
2.3.3 Taitel ve Dukler Çalışmaları :.....	21
2.3.4 Soliman'ın Akış Formu Üzerindeki Çalışmaları : .....	24
2.3.5 Dobson'un Çalışmalarının Özeti : .....	25
2.3.6 El Hajal, Thome ve Cavalli'nin Boşluk Oranı ve Akış Haritası Üzerindeki Çalışması :.....	26
2.3.7 Akış Modeli Haritalarının Değerlendirilmesi ve İyileştirilmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar: .....	30
2.4 Yatay Borunun İçinde Yoğuşma Isı Taşınım Katsayısını Hesaplanması:.....	31
2.4.1 Halka Akış Yoğuşma Çalışmalarındaki Temel Yaklaşımlar :.....	41
2.4.1.1 İki Faz Çarpımı Yaklaşımı : .....	41
2.4.1.2 Kayma Temelli Yaklaşımlar :.....	45
2.4.1.3 Sınır Tabaka Analizi Yaklaşımı :.....	47
2.5 Halka-Sisli Akış Yoğuşması :.....	52
2.6 İki Fazlı Basınç Düşümü : .....	53
2.7 Literatür Araştırmasının Değerlendirmesi:.....	58
3 DENEY DÜZENEGİ :.....	63
3.1 Deney Düzeneginin Bölümleri: .....	66
3.1.1 Soğutucu Akışkan Devresi:.....	66
3.1.2 Soğutma Suyu Devresi:.....	68
3.2 Deney Tesisatında Bulunan Kısımlar : .....	69
3.2.1 I. Isıtıcı : .....	69
3.2.2 II. Isıtıcı :.....	70

3.2.3	I. Yoğuşturucu.....	71
3.2.4	II. Yoğuşturucu : .....	73
3.2.5	Sıvı Tankı.....	73
3.2.6	Karışım Odası : .....	74
3.2.7	Ayırıcı ( Seperatör) .....	74
3.2.8	Ölçekli Kaplar:.....	74
3.2.9	Gözetleme Camları: .....	77
3.3	Deney Düzeneginin Kurulumundan Önce Yapılmış Olan Hazırlık Deneyleri: .....	78
3.3.1	Ölçüm Cihazlarının Kalibrasyonu: .....	78
3.3.1.1	Kalibrasyonun Tanımı : .....	78
3.3.1.2	Termoelemanların Kalibrasyonu: .....	79
3.3.1.3	RTD'lerin Kalibrasyonu: .....	86
3.3.1.4	Basınç Transduserlerinin Kalibrasyonu:.....	88
3.3.1.5	Fark Basınç Transmitterinin Kalibrasyonu:.....	93
3.3.1.6	Soğutkan Debimetresinin Kalibrasyonu: .....	95
3.3.2	Sızdırmazlık Testleri :.....	98
4	SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	100
	KAYNAKLAR .....	106
	ÖZGEÇMİŞ .....	108

## SİMGE LİSTESİ

$A_c$	Kesit Alanı, $m^2$
$A_1$	Sıvı akış kesit alanı, $m^2$
$A_g$	Gaz akış kesit alanı, $m^2$
$A_v$	Buhar akış kesit alanı, $m^2$
$Ar$	Archimedes sayısı
$Bd$	Bond sayısı
$Bo$	Kaynama sayısı
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı, $J/kg K$
$D$	Çap, $m$
$D_H$	Hidrolik çap, $m$
$D^+$	Boyutsuz çap
$F$	İki faz ısı transfer çarpanı
$f$	Sürtünme faktörü
$F_2$	Traviss'in boyutsuz ısı transfer direnci
$Fr$	Froude sayısı
$Fr_{so}$	Soliman'ın düzeltilmiş Froude sayısı
$F_{td}$	Taitel-Dukler düzeltilmiş Froude sayısı
$g$	Yerçekimi ivmesi, $m/s^2$
$g_{eff}$	Efektif yerçekimi ivmesi, $m/s^2$
$G$	Kütlesel akı, $kg/m^2s$
$G_{cond}$	Yoğuşan sıvı kütlesel akısı, $kg/m^2s$
$G_{eq}$	Eckers eşdeğer kütlesel akısı, $kg/m^2s$
$Ga$	Galileo sayısı
$h$	Isı taşınım katsayısı, $W/m^2K$
$\tilde{h}_l$	Boyutsuz sıvı yüksekliği
$h_l, i_l$	Doymuş sıvı entalpisi, $J/kg K$
$h_v, i_v$	Doymuş buhar entalpisi, $J/kg K$
$i'_{lv}$	Rohsenow'un düzeltilmiş buharlaşma gizli ısı
$i_{lv}, h_{lv}$	Buharlaşma gizli ısı, $J/kg$
$J_l$	Superficial sıvı hızı
$J_v$	Superficial buhar hızı
$Ja$	Jakob sayısı
$k$	Isı iletim katsayısı, $W/mK$
$k_l$	Sıvı fazı ısı iletim katsayısı, $W/mK$
$k_v$	Buhar fazı ısı iletim katsayısı, $W/mK$
$K_{td}$	Taitel-Dukler kritik buhar hızı
$\dot{m}$	Kütlesel debi, $kg/m^2$
$Nu$	Nusselt sayısı
$P$	Basınç, $N/m^2$
$P_{crit}$	Kritik basınç, $N/m^2$
$P_{red}$	İndirgenmiş basınç, $P/P_{crit}$
$Pr$	Prandtl Sayısı
$Pr_t$	Türbülans Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	Isı transfer miktarı, $W$
$Re$	Reynolds Sayısı
$Re_l$	Sıvı fazı Reynolds sayısı
$Re_v$	Buhar fazı Reynolds sayısı
$Re_{eq}$	Cavallini-Zecchin eşdeğer Reynolds sayısı

$Re_f$	Film Reynolds sayısı
$S$	Çevre, m
$S_i$	Katmanlı akışta ara yüzey alanı / birim uzunluk
$\tilde{S}_i$	Boyutsuz $S_i$
$S_l$	Sıvı faz tarafından kaplanan çevre, m
$S_g$	Gaz fazı tarafından kaplanan çevre, m
$Su$	Suratman sayısı
$St$	Stanton sayısı
$T$	Sıcaklık, K
$T_{sat}$	Akışkan doyma sıcaklığı, K
$u$	Akışkan hızı, m/s
$u^+$	Boyutsuz hız ( Akışkan hızı / Sürtünme hızı )
$u_\tau$	Sürtünme hızı, m/s
$\tilde{u}_l$	Sıvı faz hızı / Superficial sıvı hızı
$\tilde{u}_v$	Buhar faz hızı / Superficial buhar hızı
$U_l$	Ortalama sıvı hızı, m/s
$U_v$	Ortalama buhar hızı, m/s
$We$	Weber sayısı
$We_{so}$	Soliman tarafından düzeltilmiş Weber sayısı
$v$	Özgül hacim, m <sup>3</sup> /kg
$X$	Lockhart-Martinelli parametresi
$X_{tt}$	Türbülanslı akış için Lockhart-Martinelli parametresi
$x$	Buhar kusurluk derecesi
$\lambda, k$	Isı iletim katsayısı, W/m K
$\alpha, \epsilon$	Boşluk oranı
$\alpha_i$	Girişteki boşluk oranı
$\alpha_o$	Çıkıştaki boşluk oranı
$\delta$	Sıvı film kalınlığı, m
$\Delta P_{acc}$	Faz değişimi basınç düşüşü, N/m <sup>2</sup>
$\Delta P_f$	Sürtünme basınç düşüşü, N/m <sup>2</sup>
$\phi$	İki faz basınç kaybı çarpanı
$\mu_l$	Sıvı fazı dinamik viskozitesi, kg/m s
$\mu_v$	Buhar fazı dinamik viskozitesi, kg/m s
$\gamma$	Kinematik viskozite, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Yüzey gerilmesi, N/m
$\tau$	Kayma gerilmesi, N/m <sup>2</sup>

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1	Soğutucu akışkanların özellikleri ( Leonardi-Maclaine, 1996) .....	1
Çizelge 1.2	Evsel buzdolaplarının enerji tüketimleri ( Leonardi-Maclaine, 1996).....	2
Çizelge 2.1	Akış şekline göre C katsayısı.....	57
Çizelge 2.2	Bağıntıların teorik ve deneysel sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarı.....	58
Çizelge 3.1	Termoelemanların ham ölçümleri.....	83
Çizelge 3.2	Termoelemanların hata fonksiyonları .....	84
Çizelge 3.3	Termoelemanların düzeltilmiş değerleri .....	85
Çizelge 3.4	RTD ham ölçümleri .....	86
Çizelge 3.5	RTD hata fonksiyonları .....	87
Çizelge 3.6	RTD düzeltilmiş değerler.....	88
Çizelge 3.7	Basınç transduserleri ham ölçümleri.....	91
Çizelge 3.8	Basınç transduserleri düzeltilmiş değerleri.....	92
Çizelge 3.9	Basınç transduserleri hata fonksiyonları.....	93
Çizelge 3.10	Fark basınç transmitteri için değerler .....	94
Çizelge 3.11	Ölçülen debi miktarları .....	96
Çizelge 3.12	Düzeltilmiş debi miktarları .....	98
Çizelge 4.1	Bağıntıların teorik ve deneysel sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarı....	100



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Genişliği $b$ olan levha için Nusselt çözümlenmesi ile ilişkili sınır tabaka koşulları (Incropera, DeWitt 2001).....	5
Şekil 2.2	Bir düşey levha üzerinde film yoğuşması ( Incropera, DeWitt, 2001). ....	7
Şekil 2.3	Yatay boru üstünde yoğuşmanın şematik resmi (Carey,1992). ....	9
Şekil 2.4	Aşağı doğru düşen bir film tabakasındaki gerçek ve idealleştirilmiş hız dağılımı .12	
Şekil 2.5	Dobson'un (1994) çalışmasında gözlemlenen akış rejimleri.....	16
Şekil 2.6	R12'nin yatay bir boru içerisindeki yoğuşma işlemindeki akış modelleri (Carey,1992) .....	19
Şekil 2.7	Mandhane ve arkadaşlarının akış haritası (Dobson, 1994).....	20
Şekil 2.8	Taitel ve Dukler analizinde kullandıkları katmanlı akış (Dobson, 1994).....	21
Şekil 2.9	Akışın her iki fazda da türbülanslı olduğu yatay akış için Taitel ve Dukler'in akış haritası (Dobson, 1994).....	24
Şekil 2.10	Dairesel Borudaki İki Fazlı Akışın Geometrik Parametreleri.....	28
Şekil 2.11	Katmanlı akıştaki ideal durum.....	32
Şekil 2.12	Jester-Kosky (1976) ve Chato'nun ısı transfer katsayısı tahminlerinin karşılaştırılması (Dobson,1994).....	34
Şekil 2.13	Akış şeklinin basitleştirilmiş şeması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001) .....	36
Şekil 2.14	Akıştaki ısı transfer mekanizmalarının gösterilmesi (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001) .....	36
Şekil 2.15	Cavallini verilerinin $f_i$ faktörü olmaksızın karşılaştırılması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2002) .....	39
Şekil 2.16	Cavallini verilerinin $f_i$ faktörü kullanıldığı sonuçların karşılaştırılması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001) .....	40
Şekil 2.17	Traviss'in incelemiş olduğu diferansiyel eleman .....	47
Şekil 2.18	Diferansiyel Eleman .....	54
Şekil 2.19	Kütleli akının $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	59
Şekil 2.20	Kütleli akının $75 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	60
Şekil 2.21	Kütleli akının $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	61
Şekil 3.1	Deney düzeneğinin şematik resmi .....	64
Şekil 3.2	Deney Düzeneğinin 3 Boyutlu Resmi .....	65
Şekil 3.3	Üzeri silikon ile kaplanmış termoeleman bağlantısı.....	71
Şekil 3.4	4 adet termoelemanın bakır boru etrafına bağlantısı .....	72
Şekil 3.5	Yoğuşturucu üzerinden çıkan termoeleman kabloları ve su girişi.....	72
Şekil 3.6	Ölçekli kap.....	75
Şekil 3.7	Ölçekli kap flanşının içten görünüşü .....	76
Şekil 3.8	Ölçekli kap flanşının dıştan görünüşü .....	76
Şekil 3.9	Gözetleme camı .....	77
Şekil 3.10	Gözetleme camı önden görünüş.....	78
Şekil 3.11	Kalibrasyon su banyosu ve hassas termometre probunun yerleştirilmiş şekli.....	79
Şekil 3.12	Hassas termometre .....	80
Şekil 3.13	Veri Toplayıcısı (Data logger).....	81
Şekil 3.14	Basınç Transduserleri kalibrasyonunda kullanılan hassas manometre.....	89
Şekil 3.15	Basınç transduseri kalibrasyonu için kullanılan düzenek .....	89
Şekil 3.16	Soğutkan debimetresi kalibrasyonu için kullanılan düzenek.....	96
Şekil 3.17	Soğutkan debimetresi kalibrasyonu hata eğrisi .....	97
Şekil 3.18	Ölçekli kapları su içerisinde kaçak kontrolünün yapılması .....	99

Şekil 3.19	Gözetleme camlarının su içerisindeki kaçak kontrollerinin yapılması .....	99
Şekil 4.1	Kütlesel Akının $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	101
Şekil 4.2	Kütlesel Akının $75 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	102
Şekil 4.3	Kütlesel Akının $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi .....	103





## ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans bitirme tezinde, danışmanım olarak görüş, düşünce ve bilgileriyle bana yol gösteren değerli hocam Sn. Prof. Dr. İsmail Teke'ye çalışmalarımda bana destek olan ve yol gösteren YTÜ Araştırma Görevlilerinden Sn. Yük. Mak. Müh. Özgür Atayılmaz, aynı konuda doktora çalışması yapan ve belirli süre beraber çalıştığım Sn. Yük. Mak. Müh. Özden Ağra'ya sonsuz teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca bütün hayatım boyunca bana maddi ve manevi destek vererek benim bu günlere gelmemi sağlayan aileme ve arkadaşlarıma, bu çalışmada da vermiş oldukları destekten ötürü teşekkür ederim.

Mak. Müh. Ümit Murat BEKTAŞ



## ÖZET

Küresel ısınma ve Ozon tabakasındaki delik dünyamızın karşı karşıya kaldığı en büyük çevre sorunlarından biridir. Soğutma makinelerinde kullanılan CFC içerikli soğutucu akışkanlar bu çevre sorunlarının en büyük nedenlerinden birisi olarak gösterilmektedir. Bundan dolayı, birçok devlet uluslararası bir anlaşmaya imza atarak, bu gazların kullanımını azaltma yoluna gitmişlerdir.

Bu çalışmada, yatay pürüzsüz boru içerisindeki yoğuşma esnasında ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün hesaplanmasına yönelik literatür araştırması yapılmıştır. Literatür araştırması sonucunda incelenmiş olan ısı taşınım katsayısının hesaplanmasına yönelik bağıntılar birbirleri ile karşılaştırılmış, sonuçlar tablo ve grafikler halinde verilmiştir. CFC gazlarının alternatiflerinden birisi olan R600a soğutucu akışkanının, yoğuşturucular da, yoğuşma esnasında meydana gelen ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün incelenmesine olanak verecek bir deney tesisatı tasarlanmıştır. Deney tesisatının tasarımında, deney tesisatını oluşturan parçaların belirlenmiş ve bu kısımlar ile ilgili boyut ve kapasite hesapları yapılmış ve tesisattaki bazı kısımları imalatı da gerçekleştirilmiştir. Tesisattaki cam kısımların sızdırmazlık testleri ile tesisatta kullanılan basınç, sıcaklık ve debi ölçüm cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır.

Deney tesisatında tasarım aşamasında ve ölçüm cihazlarının kalibrasyonları konusunda dikkat edilecek olan hususlar, izlenecek yöntemler ve önerilerde sonuç kısmında belirtilmiştir.

**Anahtar Kelimeler :** Basınç düşüşü, kalibrasyon, R600a, yoğuşturucu, , yoğuşmada ısı taşınım katsayısı,

## **ABSTRACT**

Global warming and the hole of ozone layer are the most important environmental problems of the world. Ozone depletion and global warming results from chemicals containing chlorine, such as the chlorofluorocarbons (CFC's) used in industrial solvents, dry cleaning, air conditioners, and refrigerators. Nations gathered at the United Nations Conference on the Environment and Development, focusing on the interconnection between environmental destruction, industrialization, and poverty.

This study summarizes the literature on calculation of heat transfer coefficients and pressure drops while condensation occurs inside horizontal smooth tubes. According to research the correlations which were used to compute heat transfer coefficients were compared with each other and the results were represented by using charts and tables .

An experimental setup was designed to analyze condensation heat transfer coefficients and pressure drops of the R600a that is one of the alternative gases of CFC gases inside smooth horizontal tubes of condenser. In the design step of the experimental setup , first of all components of the setup were delineated and dimension and capacity of these were calculated. Also some of these were produced. Impermeability of the glass parts of the setup were tested and pressure, temperature and flow measuring devices were calibrated

In conclusions, important points of designing setup and calibrating tools were explained.

**Keywords :** Calibration, Condenser, Condensation Heat Transfer Coefficients, Pressure Drop, R600a

## 1 GİRİŞ :

1987'de 43 ülke tarafından imzalanan Montreal Protokolü'ne göre ozon tabakasını tahrip eden, soğutma ve klima sektöründe kullanılan CFC içeren soğutucu akışkanların yerine, ozon tahribatı olmayan alternatif soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Bu alternatif soğutucu akışkanların başlıcaları R134a, R404A, R407A, R410A, R22 ile doğal maddelerden olan HFC'ler (propan ve isobütan) ve amonyaktır.

Yapılan araştırmalar sonucunda R600a'nın çevreye duyarlı alternatif soğutucu akışkanlar arasında kullanıma en uygun soğutucu akışkan olduğu belirlenmiştir. Alternatif soğutucu akışkanlar arasında kullanılmakta olan R134a, ozon tabakasına zarar vermemesine rağmen (Ozon tahribatı sıfırdır.), küresel ısınmaya olan etkisi büyüktür. R600a da ise hem ozon tahribatı hem de küresel ısınmaya olan etkisi çok küçüktür. Alternatif soğutucu gazların ozon tahribatları ve küresel ısınmaya olan etkisi aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 Soğutucu akışkanların özellikleri ( Leonardi-Maclaine, 1997)

Soğutucu Akışkan	R12	R22	R134a	R600a	R290
Sınıfı	CFC	HCFC	HFC	HC	HC
Atmosferdeki Ömrü (yıl)	130	15	16	< 1	< 1
Ozon Tahrip Potansiyeli <sup>1</sup>	1	0.07	0	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli <sup>2</sup>	8500	1700	1300	8	8

Çevresel özelliklerinin yanı sıra soğutma cihazlarındaki elektrik tüketimi açısından, R600a diğer soğutucu akışkanlara göre daha üstündür. R600a'nın kullanıldığı buzdolaplarında harcanan elektrik enerjisi, R134a ve R12'nin kullanıldığı buzdolaplarının enerji tüketimlerinden yaklaşık olarak % 20 daha azdır. Aşağıdaki tabloda değişik soğutucu akışkanlarla çalışan buzdolaplarının ISO 7371'e (iç sıcaklık 5° C ve çevre sıcaklığı 25°C ) göre enerji tüketim miktarı ölçümleri gösterilmiştir.

<sup>1</sup> Ozon tahrip potansiyeli, 1 kg R12 soğutucu akışkanının, birim zaman içerisindeki ozon tabakasında tahrip ettiği ozon miktarıdır. R12'nin Ozon tahrip potansiyeli 1 birim olarak belirlenmiştir, diğer akışkanlar R12 ile karşılaştırılmıştır.

<sup>2</sup> Küresel Isınma Potansiyeli, 1 kg CO<sub>2</sub>'nin birim zamanda atmosferde tuttuğu radyasyon ısı miktarıdır. CO<sub>2</sub>'nin küresel ısınma potansiyeli 1 birimdir. Diğer akışkanlar CO<sub>2</sub> ile karşılaştırılmıştır.

Çizelge 1.2 Evsel buzdolaplarının enerji tüketimleri ( Leonardi-Maclaine, 1997)

Marka	Model	Soğutucu Akışkan	Kapasite (L)	Enerji Tüketimi (kWh/gün)
UK	A	R12	129	0.75
UK	B	R12	160	0.71
Liebherr	KT1580	R600a	155	0.38
Siemens	KT15RSO	R600a	144	0.52

Yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı R600a'nın soğutucu akışkan olarak kullanılması gittikçe artmaktadır.

Bu yeni kullanılacak olan alternatif soğutucuların kullanılacağı yeni soğutma cihazlarının, bu alternatif akışkanların termodinamiksel ve fiziksel özelliklerinin daha önce kullanılan soğutucu akışkanların özelliklerinden farklı olmasından dolayı yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu soğutma cihazlarında kullanılan malzemelerin bu yeni HFC'lere uygunluğu, kompresör yağı ile çözünürlüğü, düşük performans katsayıları (COP), sistemdeki parçaların verimliliği, HFC'lerin kullanılması halinde karşılaşılabilecek başlıca problemlerden bazılarıdır. HFC'lerin kullanımda CFC'lerle yer değiştirmesi üzerine yapılan çalışmalardan biride alternatif soğutucu akışkanların yatay pürüzsüz borudaki yoğuşması esnasında meydana gelen ısı transferi ve basınç düşüşleri karakteristiklerinin belirlenmesidir. Yoğuşma esnasındaki ısı transferi ve basınç düşüşünü bilmek, kondenser dizaynı ve boyutlandırmasının temelini teşkil etmektedir.

## 2 YOĞUŞMA

Bir buharın sıcaklığı, doyma sıcaklığının altına indirilirse, yoğuşma gerçekleşir. Doyma sıcaklığı ( $T_{sat}$ ) akışkanın hal değiştirme sıcaklığıdır. Bu hal değiştirme , gaz fazı için yoğuşma , sıvı fazındaki bir akışkan için ise buharlaşma şeklinde olabilir. Endüstriyel cihazlarda , yoğuşma buhar fazındaki akışkanın doyma sıcaklığından ( $T_{sat}$ ) daha düşük bir sıcaklıktaki soğuk yüzey ile teması ile gerçekleştirilir. Soğuk yüzeyle karşılaşan buhar , buharlaşma gizli ısısını bırakır. Bu ısı yüzeye geçer ve yoğuşma gerçekleşir.

Yoğuşma , yüzeyin durumuna bağlı olarak , iki yolla gerçekleşir. Daha yaygın olan yoğuşma türü , tüm yoğuşma yüzeyinin , bir sıvı filmi ile kaplı olduğu ve yerçekimi etkisi altında filmin , yüzeyden sürekli olarak aktığı durumdur. Film yoğuşması adı verilen bu durum genellikle temiz ve tortusuz yüzeylerde meydana gelmektedir. Yüzey, ıslanmayı engelleyen bir madde ile kaplandığında , damlacık yoğuşması elde etmek mümkündür. Damlacıklar , yüzey üzerindeki çatlaklar, çukur ve oyuklar içinde oluşurlar ve yoğuşma boyunca büyüyüp, birleşebilirler. Yerçekiminin etkisi ile yüzeyden aşağıya doğru akarlar. Yüzeyin %90'ından fazlası, çapı birkaç mikrometreden ( $\mu m$ ) başlayan damlacıklardan , gözle görülebilir damlalara kadar boyutları değişen sıvı ile kaplıdır.

Bir film veya damlacık kümesi olmasından bağımsız olarak sıvı fazı, buhar ile yüzey arasında, ısı transferine karşı bir direnç oluşturmaktadır. Bu direnç, akış boyunca büyüyen film kalınlığına bağlıdır. Bu film kalınlığı yüzeyde yoğuşan ve yoğuşup akan buhar miktarına bağlıdır. Sıvı filminin akış boyunca artması ile transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Bundan dolayı, yoğuşurma da kısa düşey yüzeylerin veya yatay silindirlerin kullanılması uygun olmaktadır. Bu nedenle çoğu yoğuşturucular, içinden soğutucu sıvının aktığı, çevresinden ise yoğuşturulacak buharın dolaştığı , yatay boru demetlerinden oluşmaktadır. Yoğuşma ve ısı geçişinin fazlalığı açısından , damlacık yoğuşma film yoğuşmasına göre daha iyidir. Aralarında bir karşılaştırma yaparsak damlacık yoğuşmadaki yoğuşma ve ısı transferi miktarı , film yoğuşmasından yaklaşık 10 kat daha fazladır. Bu nedenle, ıslanmayı engelleyen yüzey kaplamalarının kullanılması dolayısıyla da, damlacık yoğuşmasının kolaylaştırılması, çoğu zaman başvurulan bir uygulamadır. Fakat bu tür kaplamalar belirli bir zaman sonra etkilerini kaybetmekte ve sonuçta yine film yoğuşması gerçekleşmektedir.

Yoğuşmadaki buhar hızı , yoğuşma katsayısını etkiler. Düşük buhar hızlarında yoğuşan sıvı yerçekimi ile hareket ederken , sıvının viskozitesi harekete ters yönde bir direnç oluşturur. Buhar hızı sıvı hızından büyük olduğunda, sıvı-buhar ara yüzeyinde büyük bir sürüklenme meydana gelir. Bundan yoğuşan sıvı filmin kalınlığı ve bundan dolayı da ısı transfer katsayısı etkilenmektedir.

Yoğuşma oluştuğu yere göre değişik şekillerde incelenecektir.

## 2.1 Düşey Bir Levha Üzerindeki Film Yoğuşması:

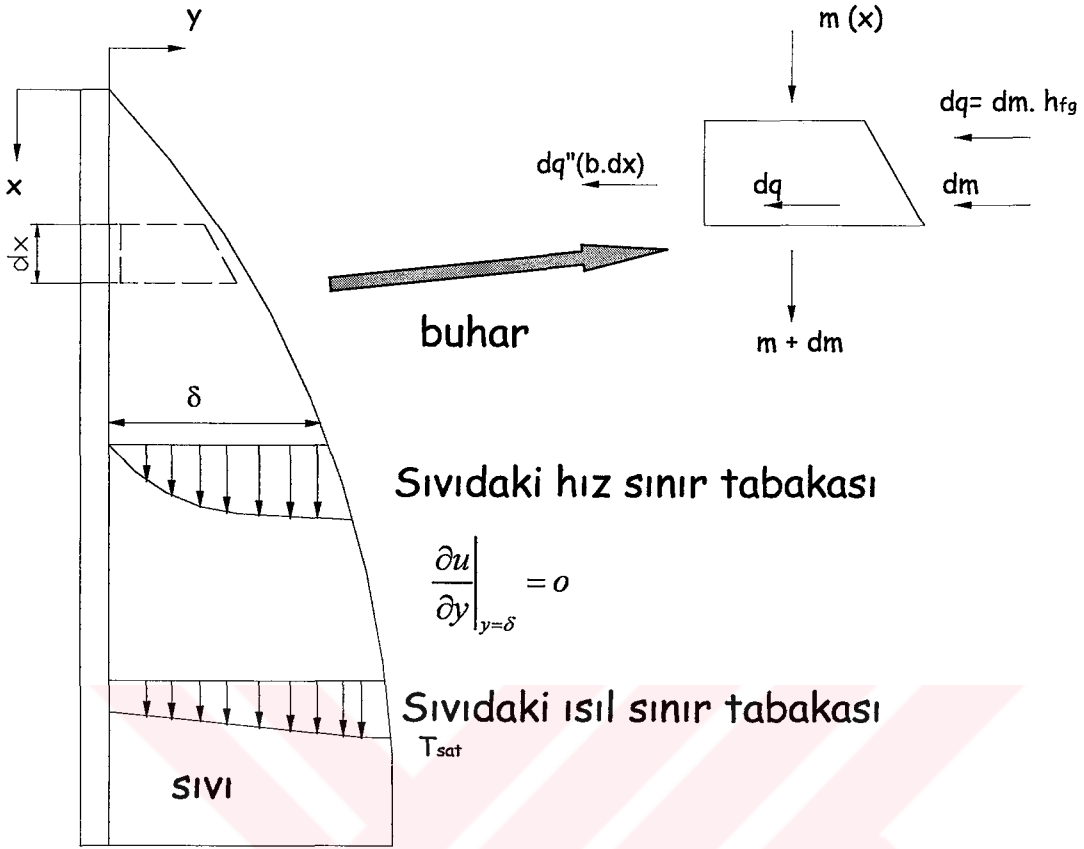
Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi , film yoğuşması , birçok karmaşık olayı birlikte içerebilir. Film , levhanın üst ucunda oluşur ve yer çekiminin etkisi altında aşağıya doğru akar.  $\delta$  kalınlığı ve sıvının kütle debisi  $m$  ,  $T_{sat}$  sıcaklığındaki sıvı-buhar ara yüzeyinde süregelen yoğuşma nedeniyle , artan buhar kuruluk derecesi ile artarlar. Bununla ilişkili olarak , bu ara yüzeyden ,  $T_s < T_{sat}$  sıcaklığındaki ara yüzeye ısı transferi vardır. En genel durumda buhar , kızgın (  $T_{v,\infty} < T_{sat}$  ) veya birden fazla yoğuşamayan gaz içeren bir karışımın parçası olabilir. Dahası , sıvı-buhar ara yüzeyinde film içinde olduğu kadar , buhar içinde de bir hız gradyanı oluşmasına katkıda bulunan bir kayma gerilmesi vardır.

Film yoğuşması üzerinde ilk çalışma, 1916 yılında Nusselt tarafından yapılmıştır. Nusselt'in bu çalışmasında film modeli geliştirilirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Incropera, DeWitt, 2001).

1. Yoğuşan sıvı filmi akımı laminerdir.
2. Akışkan özellikleri yoğuşma boyunca sabittir.
3. Gazın , saf bir buhar olduğu ve  $T_{sat}$  sıcaklığına eşit sabit bir sıcaklıkta bulunduğu kabul edilir. Buharın içindeki sıcaklık gradyanı ihmal edilir. Böylelikle sıvı-buhar ara yüzeyine ısı transferi , sadece yoğuşma ( taşınım ) ile olabilir ; buhardan iletimle ısı transferi olmaz.
4. Yoğuşmanın olduğu ortamda buharın durgun olduğu kabul edilir. Bu durumda  $du/dy$  gradyanının  $y=\delta$  da 0 olduğundan sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmeleri ihmal edilir.
5. Sıvı filmi içinde , kütle taşınımı ile momentum ve enerji aktarımlarının ihmal edilebilir olduğu kabul edilir. Buna göre film üzerindeki ısı transferi sadece iletimle olmaktadır.
6. Yoğuşmanın olduğu yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımı homojendir , yüzey sıcaklığı sabittir.

Yoğuşma analizindeki ilk adım  $\theta$  açısı eğimli birim genişlikteki düzlemsel yüzey üzerindeki sıvı filmi içindeki hız dağılımının incelenmesidir. Yüzeyin başlangıç noktasından  $z$  kadar bir mesafede yoğuşan sıvı filminin kalınlığı  $\delta$  kadardır.  $Y$  ve  $\delta$  arasında uzanan  $dz$  uzunluğundaki film tabakasının bir parçasındaki kuvvet dengesini incelersek.

$$(\delta - y) dz (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta = \mu_l \left( \frac{du}{dy} \right) dz \quad (2.1)$$



Şekil 2.1 Genişliği  $b$  olan levha için Nusselt çözümlenmesi ile ilişkili sınır tabaka koşulları (Incropera, DeWitt 2001).

Yukarıdaki eşitlik  $y=0$ 'da  $u=0$  sınır şartlarında tekrar düzenlenir ve 0 ile  $\delta$  arasında integral alınırsa ;

$$u = \frac{(\rho_l - \rho_g) g \sin \theta}{\mu_l} \left[ y\delta - \frac{y^2}{\delta} \right] \quad (2.2)$$

Birim genişlikteki  $m$  kütleli debi miktarı ;

$$\dot{m}' = \rho_l \int_0^{\delta} u \, dy = \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta \delta^3}{3\mu_l} \right] \quad (2.3)$$

$\delta$  film kalınlığındaki artışa bağlı olarak  $m$  kütleli debisindeki artış ise ;

$$\frac{d\dot{m}'}{d\delta} = \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta \delta^2}{\mu_l} \right] \quad (2.4)$$

Sıvı-buhar ara yüzeyinde ,  $b$  birim genişliğinde ve  $dz$  uzunluğundaki bir parçasında , birim zamanda geçen  $dq$  ısı , ara yüzeyde yoğuşmaya bağlı olarak çıkan ısıya eşit olmalıdır.



$$dq = h_g dm' \quad (2.5)$$

Sıvıdaki sıcaklık dağılımını doğrusal olduğuna göre yüzeydeki ısı akısı ;

$$dm' = \frac{k_l (T_{sat} - T_s)}{\delta h_{fg}} \quad (2.6)$$

z uzunluğuna bağlı olarak m artış oranı dm/dz ise ;

$$\frac{dm'}{dz} = \frac{k_l (T_{sat} - T_s)}{\delta h_{fg}} = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta \delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dz} \quad (2.7)$$

Denklem 6 ile denklem 7 birleştirilirse ;

$$\delta^3 d\delta = \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_s)}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta h_{fg}} dz \quad (2.8)$$

z = 0 ve  $\delta = 0$  dan yüzeydeki herhangi bir z derine kadar integral alınırsa;

$$\delta = \left[ \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_s) z}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (2.9)$$

Bu sonuç denklem 3'de yerine konularak m bulunabilir. Verilen herhangi bir z değerindeki ısı transfer katsayısı ;

$$h_f(z) = \frac{k_l}{\delta} = \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta h_{fg} k_l^3}{4 \mu_l (T_{sat} - T_s) z} \right]^{1/4} \quad (2.10)$$

Bütün levha boyunca ortalama ısı transfer katsayısı ;

$$\bar{h}_f(z) = \frac{1}{z} \int_0^z h_f(z) dz = 0.943 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \sin \theta h_{fg} k_l^3}{4 \mu_l (T_{sat} - T_s) z} \right]^{1/4} \quad (2.11)$$

Parantez içerisindeki terim boyutsuz sayı olarak ifade edilirse;

$$\bar{Nu}_L = 0.943 \left[ \frac{Ga * Pr_l}{Ja} \right]^{1/4} \quad (2.12)$$

Rohsenow, 1956 yılında yapmış olduğu çalışmasında Nu sayısı hesabında kullanılan buharlaşma gizli ısısını modifiye edilmiş şeklini tekrardan kullanarak lineer olmayan sıcaklık dağılımının etkisini hesaplarına katmış oldu (Carey,1992). Buna göre düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısı;

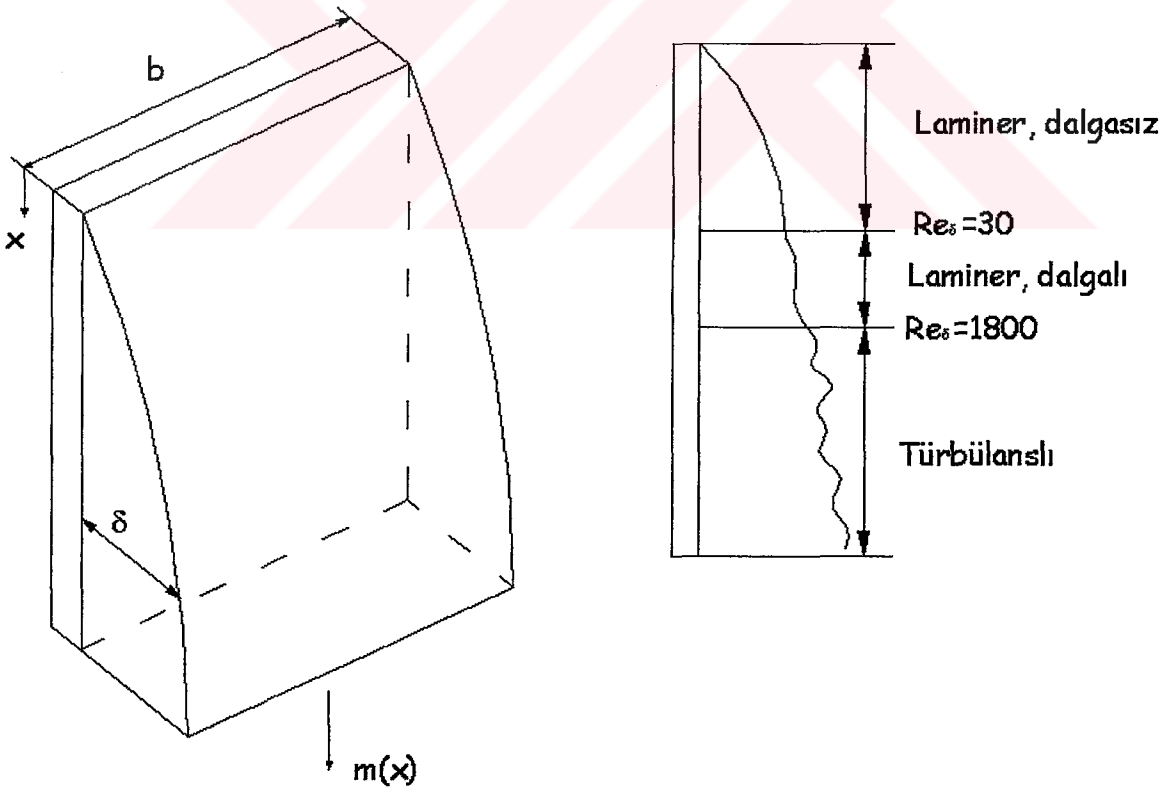
$$i_v' = i_v (1 + 0.68 Ja_l) \quad (2.13)$$

Sparrow ve Gregg (1959) , sıvı filminin buhar tarafından sürüklenmediği kabulünü yaparak film yoğuşmasının bütün sınır tabakası denklemlerini çözmüşlerdir. Bu çalışmada, momentum denklemindeki atalet terimleri ve enerji denklemindeki konvektif terimlerinin her ikisi bulunmaktadır. Yapmış oldukları benzerlik çözümü atalet terimlerinin sınırsız bir Prandtl sayısı için ortadan kaybolduğunu göstermiştir. Nümerik olarak elde edilen sonuçlar Rohsenow'un yapmış olduğu Ja sayısının herhangi bir değerindeki  $Pr_l > 100$  için integral analizi ile aynıdır. Prandtl sayısı 1 için, ısı transfer miktarındaki sapma  $Ja < 0.2$  ihmal edilebilecek kadar az iken  $Ja=1$  iken % 5'dir. Sadasivian ve Lienhard (1987), Sparrow ve Gregg'in gizili ısısını tekrardan modifiye etmişlerdir. Elde edilen yeni buharlaşma gizli ısısı;

$$i_{lv}^{SL} = i_{lv} \left[ 1 + \left( 0.683 - \frac{0.228}{Pr_l} \right) Ja_l \right] \quad (2.14)$$

Film yoğuşmasında türbülanslı akış koşulları da gelişebilir. Levhanın en üst noktasından z kadar bir mesafedeki akımın Reynolds sayısı ;

$$Re_l = \frac{4m_z}{\mu_l} \quad (2.15)$$



Şekil 2.2 Bir düşey levha üzerinde film yoğuşması ( Incropera, DeWitt, 2001).

Eğer  $Re_f < 30$  ise akım laminardır.  $30 < Re_f < 1800$  arasındaki değerler için akım laminar, dalgalıdır.  $Re_f > 1800$  değeri için akımın türbülanslı olduğu kabul edilir.

$$Re_f = \frac{4m_z}{\mu_l} = \frac{4m}{\mu_l b} = \frac{4\rho_l u \delta}{\mu_l} \quad (2.16)$$

Buradaki  $u$  ortalama hızdır,  $\delta$  film kalınlığı ise karakteristik uzunluktur.  $Re_f < 30$  olduğu bir durumda, Nusselt sayısı ;

$$\frac{\bar{h}_l (v_l^2 / g)^{1/3}}{k_l} = 1.47 Re_f^{1/3} \quad (2.17)$$

$30 < Re_f < 1800$  olduğu durumda yani akışın dalgalı laminar olduğu durumlarda, Nu sayısı ;

$$\frac{\bar{h}_l (v_l^2 / g)^{1/3}}{k_l} = \frac{Re_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.2} \quad (2.18)$$

Akışın,  $Re_f > 1800$  yani türbülanslı olduğu durumlarda ise, Nusselt sayısı ;

$$\frac{\bar{h}_l (v_l^2 / g)^{1/3}}{k_l} = \frac{Re_f}{8750 + 58 Pr (Re_f^{0.75} - 253)} \quad (2.19)$$

olarak verilmiştir.

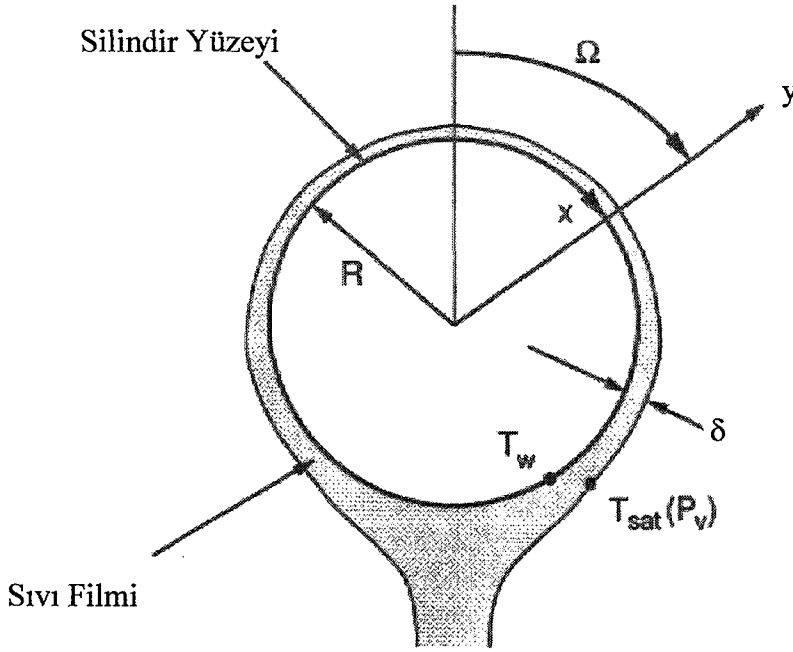
## 2.2 Dairesel Kesitli Borularda Film Yoğuşması:

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan yoğuşturucularda genellikle dairesel kesitli borular kullanılmaktadır. Bu yoğuşturucularda, buharın yatay ve düşey boruların yüzeyinde yada içerisinde yoğuşturulması söz konusudur. Bundan dolayı bu bölümü dairesel kesitli boruların dış yüzeyinde yoğuşma ve iç yüzeyindeki yoğuşma diye iki ayrı bölümde incelemek daha doğru olacaktır.

### 2.2.1 Silindirik Kesitli Borunun Dış Yüzeyinde Yoğuşma:

Yoğuşturucuların büyük bir kısmında, buharın yoğuşması genellikle borunun dış yüzeyinde olduğundan dolayı bu kısımdaki yoğuşma oldukça önemlidir.

Burada karşımıza, borunun dikey ve yatay konumu olmak üzere iki farklı yoğuşma karşımıza çıkmaktadır. Dikey konumdaki boru üzerindeki yoğuşma şekli için yukarıda bahsettiğimiz düz levha üzerindeki film yoğuşmasındaki bağıntıları kullanarak ısı transfer katsayısını hesaplayabiliriz.



Şekil 2.3 Yatay boru üstünde yoğuşmanın şematik resmi (Carey,1992).

Yatay konumdaki dairesel kesitli boru dışındaki laminar film yoğuşması ilk olarak Nusselt tarafından incelenmiştir (Carey,1992). Nusselt'in dikey levha üzerindeki yoğuşma analizi bazı değişiklikler yapılarak izotermal yatay boru üzerindeki yoğuşmaya adapte edilebilir. Buna göre;

$$\bar{h}_f = 0.693 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \sin \Omega h'_{lv} k_l^3}{m'_\alpha \mu_l} \right]^{1/3} \quad (2.20)$$

$\alpha$  , yatayla , boru üzerindeki herhangi bir nokta arasındaki açı ve  $m'_\alpha$  ise boru üzerindeki birim uzunluktaki yoğuşan suyun kütleli debisidir. Buna göre çapı D olan boru üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı ;

$$\bar{h}_f = 0.729 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{lv} k_l^3}{D \mu_l (T_{gi} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.21)$$

N adet yatay borudan oluşan bir düşey boru demeti için , ortalama ısı transfer katsayısı ;

$$\bar{h}_{f,N} = 0.729 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{lv} k_l^3}{N D \mu_l (T_{gi} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.22)$$

Başka bir ifadeyle ,  $\bar{h}_f$  birinci sıradaki ( en üstteki ) boru için ısı taşınım katsayısı olmak üzere  $\bar{h}_{f,N} = \bar{h}_f \times N^{-1/4}$  olur. N boru sayısı artırıldığında , ortalama ısı transfer katsayısındaki azalma açıkça görülmektedir. Bunun nedeni ise , bir borudan bir alttaki boruya akan yoğuşan

sıvının film kalınlığının giderek artmasıdır. Aşağıya doğru boru sayısı ne kadar artarsa , film kalınlığı da o kadar artacaktır. Yukarıdaki denklemler çok küçük hata payları ile gerçeğe çok yakın sonuçlar vermektedir. Sonuçlardaki sapmalar , yatay borudaki film yüzeyindeki dalgalanmalardan meydana gelmektedir.

Yatay boru demeti içindeki herhangi bir n. borunun ısı transfer katsayısı ;

$$\frac{\bar{h}_{f,N}}{\bar{h}_f} = n^{3/4} - (n-1)^{3/4} \quad (2.23)$$

Deneysel çalışmaların sonuçlarında ortalama ısı transferi katsayısının , teorikte hesaplanan değerlerden daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise yoğuşan sıvının üstteki borudan alttaki boruya akış şeklinin sürekli film şeklinde değil de damlalar şeklinde olmasıdır. Fuks'un 1957 yılında, Grant ve Osment'in 1968 yılında, bu konuda yaptığı çalışmalar sonucunda akışın damlalar halinde olması durumundaki ortalama ısı transferi katsayısı (Collier, Thome, 1996);

$$\bar{h}_{f,N} = \bar{h}_f \times N^{-1/6} \quad (2.24)$$

Yatay boru demetindeki n. borunun ısı transfer katsayısı ;

$$\frac{\bar{h}_{f,N}}{\bar{h}_f} = n^{5/6} - (n-1)^{5/6} \quad (2.25)$$

Dikey sıralı borulardaki yoğuşma için Chen, düşen yoğuşan sıvının momentum artışını ve borular arasındaki aşırı soğutulmuş tabakanın momentum artışının ilave etkilerini dikkate almıştır (Collier, Thome, 1996). Bu durumlar için Chen , aşağıdaki yaklaşık sonucu geliştirmiştir ;

$$\frac{\bar{h}_{f,N}}{\bar{h}_f} = n^{-1/4} \left\{ 1 + 0.2 \left[ \frac{C_{Pf} (T_{gi} - T_w)}{h_{fg}} \right] (n-1) \right\} \quad (2.26)$$

Yukarıdaki bu yaklaşım  $\left[ \frac{C_{Pf} (T_{gi} - T_w)}{h_{fg}} \right]$  'nin 2.0'a eşit veya daha küçük olduğu durumlarda geçerlidir.

Dhir ve Lienhard(1971) yapmış oldukları çalışma ile herhangi bir asimetric yapıdan dikey bir duvara kadar olan bütün şekillerin analizi için basit bir yöntem tasarlamışlardır. Nusselt sayısındaki yerçekimi ivmesi  $g$ 'yi (Denklemler 2.22) efektif yerçekimi ivmesi ile değiştirmişlerdir. Buna göre efektif yerçekimi ivmesi;

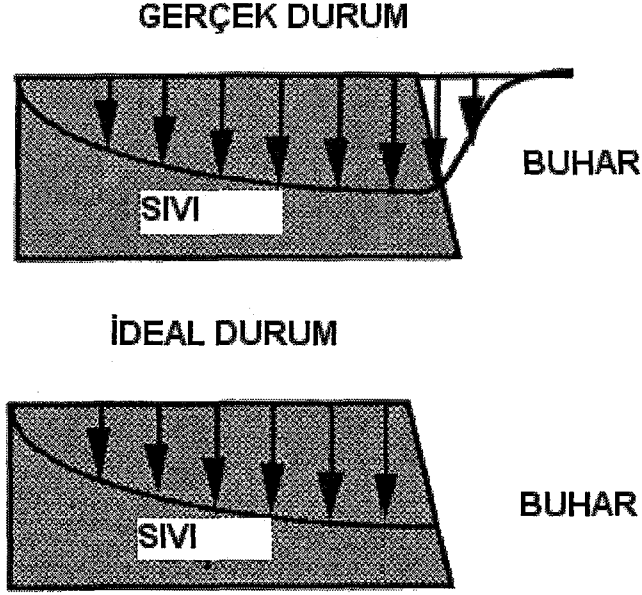
$$g_{eff} = \frac{x (gR)^{4/3}}{\int_0^x g^{1/3} R^{4/3} dx} \quad (2.27)$$

Burada  $R(x)$  eğrinin yerel çapı,  $g(x)$  ise yerçekiminin  $x$  yönündeki lokal bileşenidir. Yatay silindir için, efektif yerçekimi ivmesi nümerik olarak hesaplanabilir ve çevresi boyunca ortalaması alınırsa;

$$Nu = 0.729 \left[ \frac{Ga_D Pr}{Ja} \right]^{1/4} \quad (2.28)$$

Buraya kadar olan kısımda buhar-sıvı ara yüzeyindeki kayma kuvvetlerinin etkisi ihmal edilmiştir. Gerçekte sıvı aşağı doğru eğimden dolayı hareket ettiğinde bu etki ortadan kalkmaktadır. Gerçek fiziksel durum Şekil 2.4’de gösterilmiştir. Bu gerçek durumda, sıvı ve buhar fazları için ayrı ayrı diferansiyel denklem çözümü gerekmektedir. Koh, Sparrow ve Hartnett’in 1961 yılında yapmış oldukları sınır tabaka çözümü ile Sparrow ve Gregg’in 1959 yılında yapmış oldukları çalışmadan daha geniş bir çözüm yapmışlardır (Carey, 1992). Ara yüzeydeki sürüklenme etkisini de ısı transferi denkleminde eklediler. Denklemlere  $\sqrt{\rho_l \mu_l / \rho_v \mu_v}$  terimini eklediler. Bu parametre değerinin azalması ile, buhar kayma gerilmesi giderek önemli hale gelmektedir. Analiz sonucunda Pr sayısı arttıkça buhar kayma gerilmesinin etkisi gittikçe azalmaktadır. Pr =10 civarında Ja sayısının oldukça geniş bir aralığında, kayma etkisinin Nusselt sayısını %1.4’den daha az miktarda azaltmaktadır. Bu azalma eklenen  $\sqrt{\rho_l \mu_l / \rho_v \mu_v}$  teriminden kaynaklanmaktadır. Pr=1 olduğunda ise,  $ja < 0.35$  değeri için Nusselt sayısını %5 kadar azaltırken  $ja < 0.75$  değeri için %8 azaltmaktadır. Kayma gerilmesinin etkisi Pr sayısının çok düşük olduğu sıvı metal akışlarında ısı transfer katsayısını oldukça önemli bir şekilde etkilemektedir.

(2.29)



Şekil 2.4 Aşağı doğru düşen bir film tabakasındaki gerçek ve idealleştirilmiş hız dağılımı

Eğer buhar akışı ve sıvı arasındaki etkileşim ihmal edilirse (Carey, 1992), sınır tabakadaki hız, potansiyel akış çözümleri kullanılarak hesaplanabilir.

$$Re_f = 4.576 \left[ \frac{Ja^3 Ga_D}{Pr^3} \right] \quad (2.30)$$

İlk yaklaşımda, Reynolds sayısı 33 den büyük olduğu durumlarda ara yüzeyde dalgalanma olması beklenmektedir. Brauer yapmış olduğu çalışmada ara yüzeydeki dalga oluşma şartını ifade için hem film Reynolds sayısını hem de akışkan özelliklerini içeren boyutsuz bir parametreden yararlanmışır (Carey, 1992). Buna göre ara yüzeyde dalga oluşması gerekli şart ve kullanılan Archimedes sayısı aşağıda gösterildiği gibidir.

$$Re_f > 9.3 Ar^{1/5} \quad (2.31)$$

$$Ar = \frac{\rho_l^2 \sigma^{3/2}}{\mu_l^2 g^{1/2} (\rho_l - \rho_v)^{3/2}} \quad (2.32)$$

En küçük Ar sayısı için gerekli olan kritik Re sayısı yaklaşık olarak 27'dir. Maksimum Ar sayısı için Re sayısı 15'den daha küçüktür. Her iki kriterden daha büyük Re sayılarında kararsızlıktan aşağıya düşen filmin kararsızlığından dolayı meydana gelen ara yüzeydeki dalgaların etkisi ihmal edilebilir. Kutateladze (1982) göre,  $Re_f$ 'in 0 ile 400 arasındaki değerleri için ortalama ısı transfer katsayısını aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmışır.

$$\bar{Nu}_f = \frac{\bar{h}_f}{k_l} \left( \frac{\rho_v \nu_l}{(\rho_l - \rho_v) g} \right) \quad (2.33)$$

$Pr > 1$  için bu bağıntı oldukça doğru olarak sonuç vermiştir.

## 2.2.2 Silindirik Boruların İç Yüzeyinde Yoğuşma:

Bu bölümü de yatay ve dikey boruların iç kısmındaki yoğuşma olarak iki ayrı kısımda incelemek faydalı olacaktır.

### 2.2.2.1 Dikey Borunun İç Yüzeyinde Yoğuşma:

Dikey borudaki, aşağı doğru olan yoğuşma genellikle halka akış şeklinde meydana gelmektedir. Aşağı doğru yoğuşmada boruya girişte herhangi bir sıvı tabakası yoksa, bu tip yoğuşmayı Nusselt tipi konvektif tip yoğuşma analizine göre çözümlenmek mümkündür. Atalet kuvvetleri ihmal edildiğinde momentum dengesi aşağıdaki gibi olur.

$$(\delta - y) dz \left[ \rho_l g - \frac{dP}{dz} \right] + \tau_i dz = \mu_l \left( \frac{du}{dy} \right) dz \quad (2.34)$$

Toplam basınç gradyeni, hidrostatik basınç değişimi, sürtünme basınç değişimi ve hal değişimi basınç gradyeninden meydana gelmektedir.

$$\frac{dP}{dz} = \left( \frac{dP}{dz} \right)_{hyd} + \left( \frac{dP}{dz} \right)_{dec} + \left( \frac{dP}{dz} \right)_{fr} = \rho_v g + \left( \frac{dP}{dz} \right)_{fr} + \left( \frac{dP}{dz} \right)_{dec} \quad (2.35)$$

Ara yüzeydeki kesme kuvvetlerinden meydana gelen sürtünme basınç kaybı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_{fr} = -\frac{4\tau_i}{(D - 2\delta)} \quad (2.36)$$

Hal değişiminden meydana gelen basınç değişimi ise,

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_{dec} = -G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] \quad (2.37)$$

Sıvı fazın yoğunluğu buhar fazının yoğunluğundan çok büyük olduğundan dolayı hal değişimi basınç kaybı aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_{dec} = -\frac{2xDG^2}{\rho_v (D - 2\delta)} \frac{dx}{dz} \quad (2.38)$$



Modelin daha fazla ideale yakın olmasını sağlamak için, buhardaki basınç gradyenini, Sıvı filmdeki basınç gradyenine benzetebilmek için yeni bir buhar yoğunluğu uydurulmuştur.

$$\rho_v^* = \rho_v g - \frac{4\tau_i}{(D-2\delta)} - \frac{2xDG^2}{\rho_v(D-2\delta)} \frac{dx}{dz} \quad (2.39)$$

Kuruluk derecesi gradyeni ise enerji dengesinden çıkarılırsa,

$$\frac{dx}{dz} = \frac{4q''}{DGh_v} = \frac{4h(T_{sat} - T_w)}{DGh_v} \quad (2.40)$$

Buradaki denklemlerden hız gradyeni,

$$\frac{du}{dy} = \frac{(\delta - y)(\rho_l - \rho_v^*)g}{\mu_l} - \frac{\tau_i}{\mu_l} \quad (2.41)$$

Buradan  $y=0$ 'da ,  $u=0$  şartları ile integre edilirse u hızı,

$$u = \frac{(\rho_l - \rho_v^*)g}{\mu_l} \left( y\delta - \frac{y^2}{2} \right) - \frac{\tau_i y}{\mu_l} \quad (2.42)$$

Hız profilinin film boyunca integrali alındığında, sıvı debisi;

$$\dot{m}_l = \pi D \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v^*) g \delta^3}{3\mu_l} + \frac{\tau_i \rho_l \delta^2}{2\mu_l} \right] \quad (2.43)$$

$\delta$ 'ya göre türevi alınırsa,

$$\frac{d\dot{m}_l}{d\delta} = \frac{\pi D}{\mu_l} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v^*) g \delta^2}{\mu_l} + \frac{\tau_i \rho_l \delta}{\mu_l} \right] \quad (2.44)$$

Sıvının aşırı soğuması ihmal edilirse,

$$\frac{d\dot{m}_l}{dz} = \frac{k_l (T_{sat} - T_w) \pi D}{h_v \delta} \quad (2.45)$$

Yukarıdaki iki denklemin birleştirilmesi ile,

$$\frac{d\delta}{dz} = \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)}{\rho_l (\rho_l - \rho_v^*) g h_v \delta^3 + \tau_i \rho_l h_v \delta^2} \quad (2.46)$$

$x=0$ 'da  $\delta=0$  şartına göre yukarıdaki denklem integre edilirse,

$$\frac{4zk_l\mu_l(T_{sat}-T_w)}{\rho_l(\rho_l-\rho_v^*)gh'_v} = \delta^4 + \frac{4\tau_i\delta^3}{3(\rho_l-\rho_v^*)g} \quad (2.47)$$

Eğer aşırı soğumuş sıvı filmi içerisindeki konvektif etkilerde hesaba katılmak istenirse, düzeltilmiş buharlaşma gizli ısısı kullanılarak bu etkide hesaplara katılabilir.

$$\frac{4zk_l\mu_l(T_{sat}-T_w)}{\rho_l(\rho_l-\rho_v^*)gh'_v} = \delta^4 + \frac{4\tau_i\delta^3}{3(\rho_l-\rho_v^*)g} \quad (2.48)$$

Laminer film tabakası için ısı transfer katsayısı;

$$h = \frac{k_l}{\delta} \quad (2.49)$$

Ara yüzeydeki kayma gerilmesi, buhar akışının sıvı akışına göre daha hızlı olmasından dolayı, tek fazlı akışlarda kullanılan bağıntı ile hesaplanabilir. Buna göre;

$$\tau_i = f_v \left( \frac{\rho_v u_v^2}{2} \right) = f_v \left( \frac{G^2 x^2}{2\rho_v (1-4\delta/D)} \right) \quad (2.50)$$

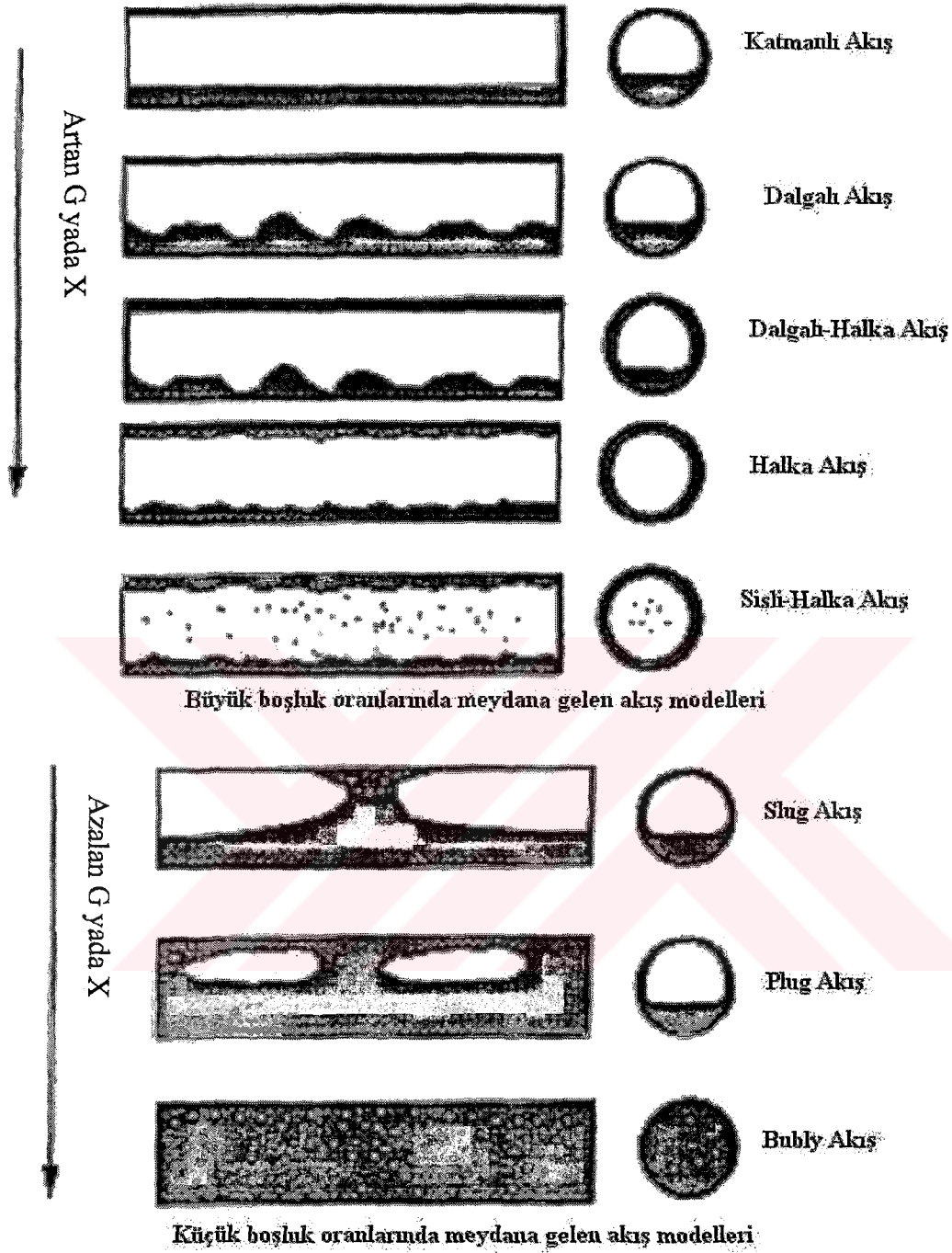
Silindirik boru için  $f_v$  sürtünme katsayısı aşağıdaki gibidir.

$$f_v = 0.079 \left[ \frac{Gx(D-\delta)}{\mu_v(1-4\delta/D)} \right]^{-0.25} \quad (2.51)$$

### 2.2.2.2 Yatay Boru İçinde Yoğuşma:

İki fazlı akışın en önemli özelliklerinden biriside sıvı ve buhar fazının birbirine uyumlu bir şekilde kanal içerisinde akmasıdır. Akış şekli farklı biçimlerde olabilmektedir. Bu olaya akış rejimi yada akış modeli adı verilmektedir. Akış modelleri, fazların kütleli akı miktarlarına , fiziksel özelliklerine yada kanalın şekline göre değişiklikler göstermektedir.

Gerçekte en fazla yoğuşma şekli yatay borudaki akışta meydana konvektif yoğuşmadır. Hava soğutmalı genel bir soğutkan yoğuşturucusunda, buhar ve sıvı fazı eşzamanlı olarak bakır boru içerisinde akmaktadır. Bu yoğuşturucu içerisindeki meydana gelen, akış modelleri şekil 2.5'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Dobson'un (1994) çalışmasında gözlemlenen akış rejimleri

Buradaki akış rejimleri, boşluk oranının büyük olduğu (yani  $\alpha > 0.5$ ) yada küçük (yani  $\alpha < 0.5$ ) olduğu durumlarda olmak üzere iki farklı bölgeye ayrılmıştır. Akışın yatay yönde olmasından dolayı, akış katmanlı olacak şekilde hareket etmeye meyillidir. Borunun üst kısmında buhar akışı varken, borunun alt kısmında ise sıvı akışı vardır ve bu durum akış şekline bağlı değildir. Boşluk oranın büyük olduğu durumlarda beş farklı akış modeli gözlemlenebilmektedir. Bunlar sırasıyla katmanlı akış, dalgali akış, dalgali-halka akış, halka

akış ve halka-sis akışıdır. İkinci grupta ise ( $\alpha < 0.5$  olduğu durumlarda) slug, plug ve kabarcıklı akış gözlemlenmektedir. İlk gruptaki 5 akış modeli boru içerisindeki akış hızına bağlı olarak değişmektedir. Akış hızı (veya kütleli akı) arttıkça akış şekli katmanlı akıştan, sisli akışa doğru değişmektedir. İkinci gruptaki 3 akış şekli ise boru içindeki mevcut sıvı miktarının artmasına (yani boşluk oranının azalmasına) bağlı olarak Slug akıştan kabarcıklı akışa doğru değişmektedir.

Çok küçük buhar hızlarında katmanlı akış görülmektedir. Bu tip akış boyunca yer çekimi kuvvetleri atalet kuvvetlerine nazaran daha fazla baskın olduklarından dolayı, borunun üst kısmında yoğunlaşan sıvı borunun alt kısımlarına doğru yerçekiminin etkisi ile akmakta ve borunun alt kısmında toplanmaktadır. Sıvının akışı ise buharın sürükleyici etkisinden kaynaklanmaktadır. Buhar hızı oldukça küçük olduğundan dolayı borunun alt kısmındaki sıvı havuzunun yüzeyi pürüzsüzdür.

Buhar hızı arttıkça sıvı yüzeyi gittikçe düzensiz olmaya ve yüzeyde dalgalar oluşmaya başlar (Carey,1992). Bu akışa dalgalı akış denmektedir. Bu akıştaki boru üst kısmındaki yoğunlaşma işlemi, katmanlı akıştaki yoğunlaşma ile aynıdır. Yukarıda buhar akışı varken aşağıda zamanla kalınlığı artan bir sıvı tabakası vardır. Sıvı ile buhar ara yüzeyine yakın olan boru çeperleri sıvı yüzeyinde ki dalgalara maruz kalmaktadır. Bu yüzden bu kısımda daha ince bir sıvı tabakası vardır.

Buhar akışının daha hızlı akması sonucunda; dalgalı akış daha dengesiz bir hale gelir. Bu durumda iki ayrı sonuçla karşılaşılabilir. Bunlardan birincisi; sıvı miktarının fazla olduğu durumda slug akış görülebilmektedir. Düşük sıvı miktarlarında ise dalgalar boru duvarlarını yıkamaya başlar ve halka akış meydana gelmektedir. Tam halka akış olmadan önce geçiş modeli olan dalgalı – halka akış gözlemlenmektedir. Bu durumda; sıvı yüzeyinde dalgalar olduğu gibi duvar çevresinde tam simetrik olarak yayılmamış bir halka şeklinde akış gözlemlenmektedir. Boru çeperindeki sıvı filmi, dalgalı akışta aksine yerçekimi doğrultusunda değil, etkin olarak akış yönünde eksene paralel bir şekilde akmaktadır.

Buhar hızının daha fazla artırılması ile borunun alt kısmındaki sıvı tabakasından, borunun çeperlerine ve üst kısmına doğru bir sıvı hareketi oluşmaktadır. Bu hareket ile borunun çevresi boyunca duvarlarda eşit kalınlıkta bir sıvı halkası oluşur. Duvar boyunca sıvı halka şeklinde akışına devam ederken, buhar fazı akışı ise halkanın içinden olmaktadır. Buhar hızı, sıvı hızından daha yüksektir. Bu durum sıvı tabakasının yüzeyinde dalgalara neden olur.

Buhar hızının en yüksek olduğu durumda ise buhar-sıvı ara yüzeyindeki dalgalar oldukça büyürler ve buhar tarafından sıvı tabakasının yüzeyinden koparılırlar. Kopan bu sıvı damlacıkları buhar akışının içine karışarak boru boyunca hareketlerine devam ederler. Bu durumda boru çevresinde sıvı tabakası halka şeklinde akarken, buhar ve sis şeklindeki sıvı damlacıkları halkanın içinden akar. Bundan dolayı bu akışa sisli-halka akışı denir.

İkinci gruptaki ( $\alpha < 0.5$ ) akış çeşitleri slug, plug ve kabarcıklı akış çeşitleridir. Slug akışta; sıvı yüzeyindeki dalgaların yüksekliği, bütün akış kesidini kaplayacak derecede büyük olduğu zaman meydana gelir. Slug akış ilk olarak Hubbard ve Dukler (1975) tarafından incelenmiş, daha sonraları Lin ve Hanratty'de 1989 yılında bu konu üzerine çalışmıştır (Dobson, 1994). Bu çalışmalar sonucunda slugların, buhar hızında ani düşümlere, bundan dolayı da ani basınç dalgalanmalarına neden olduğu belirlenmiştir. Başka bir durumda; sluglar tam olarak akış kesitini kapatabilecek kadar büyük olmaz, ancak anlık olarak kesiti kapatacak kadar büyüyebilirler. Bu durumda ani basınç dalgalanmalarının şiddeti az olur. Bu tür akışa ise sahte slug anlamına gelen pseudo-slug akışı adı verilir.

Yoğuşma devam ettikçe, slugların bir araya gelmesi ile sıvı akışının daha fazla olduğu yeni bir akış meydana gelir. Plug akışı adı verilen bu akışta, yoğuşan sıvı miktarı ve hızı arttıkça, türbülansın etkisi ile pluglar daha küçük kabarcıklara bölünür. Bu tür akışa ise; kabarcıklı akış denir. Slug, plug ve kabarcıklı akış, yoğuşma prosesinin son dönemlerinde yani akışın sıvı ağırlıklı olduğu durumlarda meydana gelir. Bu durumda boşluk oranı oldukça küçüktür. Buhar kuruluk derecesinin % 10'nun altına indiği durumlarda slug, plug ve kabarcıklı akış görülebilmektedir. Özellikle kuruluk derecesinin %1 veya %2 olduğu durumlarda plug ve kabarcıklı akış görülür.

### **2.3 Akış Modeli Haritaları Üzerine Yapılan Çalışmalar :**

Isı ve momentum transferini etkileyen en önemli faktörlerden birisi akış modeli olduğundan dolayı; hangi kütleli debi ve kuruluk derecesinde yada akışın hangi kısmında hangi akış modelinin olduğunu bilmek, o şartlardaki ve yerdeki ısı ve momentum transferini hesaplamak için oldukça önemli ve gereklidir. Bundan dolayı, zaman içerisinde bu konu hakkında birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı, aşağıda kısaca özetlenmiştir.

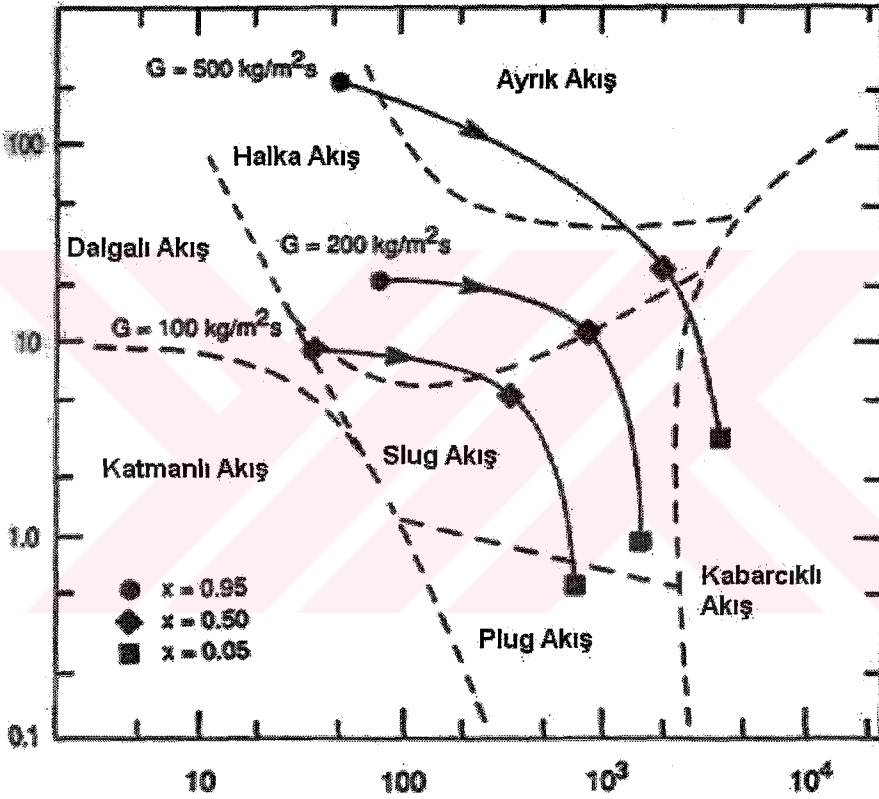
#### **2.3.1 Baker'ın Çalışması :**

Bu konu hakkında yapılmış olan ilk çalışmalardan birisi Baker tarafından 1954 yılında yapılmıştır (Carey,1992). Baker çalışmalarında 1 mm ile 4 mm arasında değişen çaplardaki borular içerisindeki adyabatik buhar-sıvı akışını gözlemlemiştir. Baker haritasını geliştirmek

için, su-hava ve yağ-su karışımlarından elde ettiği verilerden yararlanmıştır.yatay ve dikeyde ki haritanın eksenleri superficial sıvı ve buhar kütlelesel akısıdır. Bu iki koordinat sırasıyla;

$$x = G(1-x) \left( \frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \left( \frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{1/3} \left( \frac{\rho_w}{\rho_l} \right)^{2/3} \quad (2.52)$$

$$y = \frac{Gx}{\left[ \left( \frac{\rho_v}{\rho_a} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_w} \right) \right]^{1/2}} \quad (2.53)$$



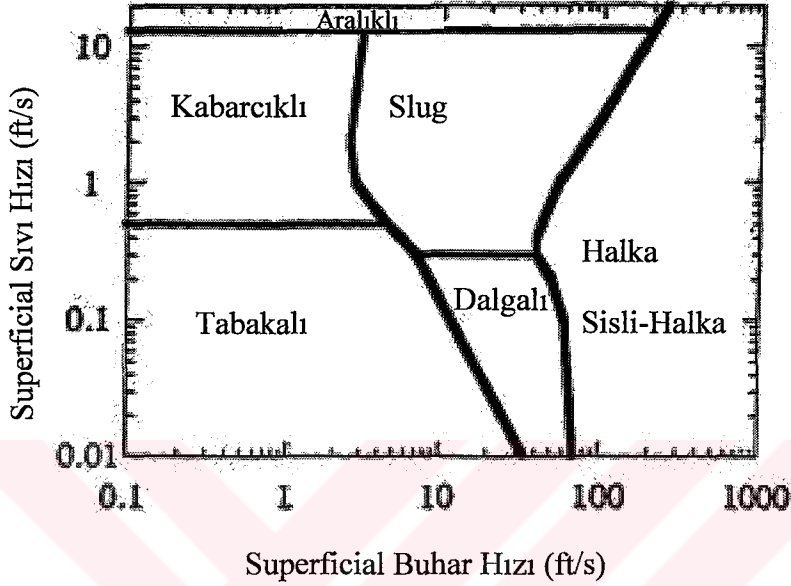
Şekil 2.6 R12'nin yatay bir boru içerisindeki yoğuşma işlemindeki akış modelleri (Carey,1992)

Bağıntılarda yer alan  $a$  ve  $w$  alt indisleri oda sıcaklığında ve atmosfer basıncındaki hava ve suyun özelliklerini ifade etmektedir. Baker'ın yapmış olduğu çalışma daha sonra yapılan ve çok daha doğru sonuçlar verebilen haritaların yapımında temel teşkil ettiğinden literatürde önemli bir yere sahiptir.

### 2.3.2 Mandhane'nin Çalışmaları :

Mandhane 1974 yılında, 5935 gözlem sonucunda elde ettiği verileri kullanarak yeni bir akış model haritası geliştirmiştir (Dobson, 1994). Bu haritanın apsisi ve ordinatında sırasıyla

superficial gaz ve superficial sıvı hızlarını kullanarak haritayı daha da basitleştirmiştir. 12.7 ve 165.1 mm çapları arasındaki borular içerisinde yapılan deneylerde hava–su karışımı incelenerek bu haritayı oluşturmuştur. Yapılan deneylerde, katmanlı akış, dalgalı akış, halka akış, slug akış ve kabarcıklı akış gözlemlenebilmiştir. Aşağıdaki şekil 2.7 ‘de Mandhane tarafından yapılan akış haritası gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Mandhane ve arkadaşlarının akış haritası (Dobson, 1994)

Mandhane'nin yapmış olduğu deneylere göre elde ettiği akış haritasını, deneylerden elde ettiği sonuçlarla karşılaştırdığında %68'lik bir doğruluk elde etmiştir. Baker haritasının ise deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında doğruluk oranı sadece %42'dir.

Modifiye edilmemiş bir Mandhane haritası, Dobson'un 1994 yılında yapmış olduğu çalışmada yetersiz kalmıştır. Bunun nedenini Dobson, bu haritanın buhar yoğunluğu temel alınarak yapıldığı olarak belirtmiştir. Dobson'un çalışmalarında kullandığı soğutkan buharının yoğunluğu normal atmosfer basıncındaki su-hava karışımının buhar yoğunluğundan çok daha düşüktü. Bununla beraber haritanın apsisindeki soğutkanın superficial buhar hızının, kullanılan soğutkan buhar yoğunluğunun, atmosferik şartlardaki hava yoğunluğuna oranının kare kökü ile çarpılması ile her bir ekseninde kinetik enerjinin kare kökü elde edildi. Bu basit değişiklikle Mandhane haritası, Dobson'un çalışmalarına daha uygun hale getirilmiştir.

Ayrıca Mandhane'nin haritasında boru çapının etkisi ihmal edilmişti. Dobson'un çalışmalarına göre küçük çaplı borularla yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler, akış şeklinin Mandhane haritasının sol tarafında çıktığını göstermektedir.

### 2.3.3 Taitel ve Dukler Çalışmaları :

Belki de literatürdeki en fazla teorik temelli akış haritası Taitel ve Dukler tarafından 1976 yılında geliştirilmiş olan haritadır (Tang, 1997). Bunun nedeni ise, Taitel ve Dukler'e göre, akış formları arasındaki farklılık, hangi kuvvetin daha baskın olduğuna bağlıdır ve belirli bir parametre yada koordinat grubu o şartlardaki akış modelinin belirlenmesini sağlayamamasıdır. Taitel ve Dukler'in haritasında 5 farklı akış şekli görülmüştür. Bunlar Pürüzsüz katmanlı akış, dalgalı akış, halka akış, aralıklı akış (slug ve plug akışı beraber) ve kabarcıklı akıştır. Taitel ve Dukler, pürüzsüz katmanlı akıştan diğer bir akışa geçişteki uygun fiziksel mekanizmayı temel alan yeni bir mekaniksel yaklaşım geliştirmişlerdir. Kullanılan mekanizmada ilk olarak pürüzsüz katmanlı akış için kuvvetleri tanımlanmıştır. Şekil 2.8'de yatay pürüzsüz bir katmanlı akışın şematik olarak görünüşü gösterilmiştir. Sıvı faz ve buhar fazı için momentum denklemleri sırasıyla;

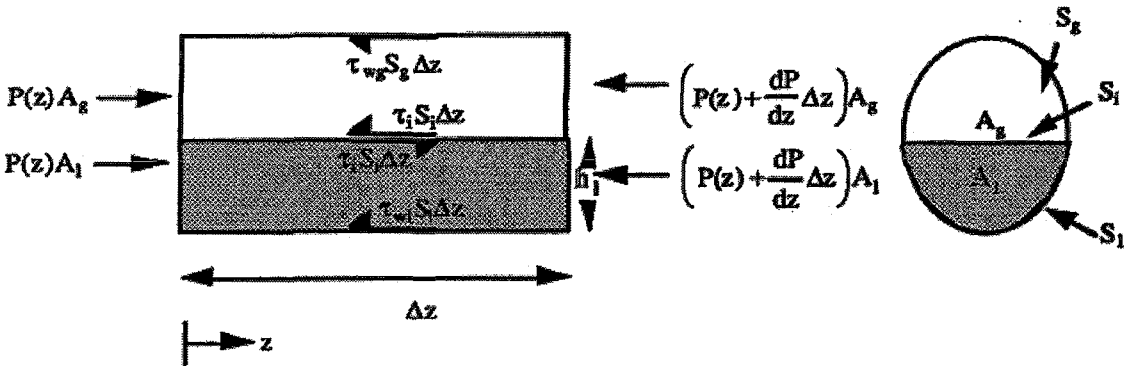
$$-A_l \left( \frac{dP}{dz} \right) - \tau_{wl} S_l + \tau_i S_i = 0 \quad (2.55)$$

$$-A_g \left( \frac{dP}{dz} \right) - \tau_{wg} S_g + \tau_i S_i = 0 \quad (2.56)$$

Yukarıdaki her iki denklemde de her z noktasında basıncın sabit olduğu kabulü yapılmıştır.

Ayrıca Taitel ve Dukler, boyutsuz sıvı seviyesi olan  $h_l$ 'nin bir fonksiyonu olan bir çok boyutsuz değişkenin fonksiyonu olan Lockhart-Martinelli sayısının bulunduğu boyutsuz bir denklem geliştirmişlerdir. Boyutsuz sıvı seviyesi;

$$\bar{h}_l = \frac{h_l}{D} \quad (2.57)$$



Şekil 2.8 Taitel ve Dukler analizinde kullandıkları katmanlı akış (Dobson, 1994)



$\bar{h}_l$  ve X arasındaki ilişkidendir dolayısı, X'in herhangi bir değeri için fonksiyonun tersinden yada akış haritalarından  $\bar{h}_l$  bulunabilmektedir. Bu adım için akış modelinin ne olduğunun iyi bilinmesi gerekmektedir. Akış modelleri arasındaki geçişler, Taitel ve Dukler tarafından aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

Katmanlı akıştan dalgalı akışta Taitel ve Dukler'in hipotezinde, dalgalar, yüzeye etki eden basınç ve kayma kuvvetlerinin, dalga içerisindeki viskoz dağılımı yenebilecek kadar etkili olduğu anda meydana gelmektedir. Boyutsuz olarak ise dalgalar, kritik buhar hızının yeterli büyüklüğe oluştuğunda meydana gelmektedir. Kritik buhar hızı  $K_{td}$  ;

$$K_{td} = F_{td} \sqrt{\text{Re}_l} \geq \frac{20}{\tilde{u}_g \sqrt{\tilde{u}_l}} \quad (2.58)$$

Buradaki  $F_{td}$  Taitel ve Dukler tarafından ifade edilmiş olan modifiye edilmiş Froude sayısıdır. Buna göre modifiye edilmiş Fr sayısı;

$$F_{td} = \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \frac{Gx/\rho_g}{\sqrt{Dg \cos \alpha}}} \quad (2.59)$$

Katmanlı-dalgalı akıştan, intermittent yada halka akışa geçişlerde; düşük sıvı oranlarında dalgalar borunun çevresi boyunca duvarları ıslatır ve halka akışa neden olurlar. Yüksek sıvı oranlarında ise dalgalar akış kesidini tamamen kapatarak intermittent akışa ( slug yada plug ) neden olur.

Taitel ve Dukler akış modelleri arasındaki geçiş yerini belirleyebilmek için modifiye edilmiş Kelvin-Helmholtz'un kararlılık analizini temel almıştır. Kelvin-Helmholtz teoremi iki paralel levha arasındaki sonsuz bir dalga için ifade edilmiştir. Taitel ve Dukler bu teoriyi yatay bir boru içerisindeki sınırlı bir dalganın kararlılığına göre yeniden düzenlemiştir. Elde edilen boyutsuz ifade de;

$$F_{td}^2 \left[ \frac{1}{(1 - \bar{h}_l)^2} \frac{\tilde{u}_g^2 \sqrt{1 - (2\bar{h}_l - 1)^2}}{\tilde{A}_g} \right] \geq 1 \quad (2.60)$$

Düşük sıvı miktarlarında, akış kesitinin tamamını kapatacak yeterli miktarda sıvı olmadığından dolayı slug akış olamaz. Bundan dolayı sıvı miktarı yada boyutsuz olarak ifade edilirse  $\bar{h}_l$ , katmanlı yada dalgalı akıştan sonra intermittent mi yoksa halka akışın mı meydana geleceğini belirler. Taitel ve Dukler'e göre; dalganın tepesi bir önceki dalga çukurundan beslendiğinden dolayı, eğer sıvı yüksekliği akış kesidinin yarısından daha az ise,

dalga tepesi akış kesidinin üst noktasına ulaşmadan önce dalga çukuru akış kesidinin alt noktasına ulaşır. Bundan dolayı;  $\bar{h}_l < 0.5$  olduğu durumlar için halka akışın,  $\bar{h}_l > 0.5$  olduğu durumlarda ise intermitten akışın meydana geleceği kabul edilir.  $\bar{h}_l$ , Lockhart-Martinelli sayısının bir fonksiyonu olduğundan dolayı, intermitten akış  $X > 1.6$  ve halka akış  $X < 1.6$  olduğu durumlarda meydana gelir.

Taitel ve Dukler, kabarcıklı akış ve intermitten akıştan kabarcıklı akışa geçiş şartları üzerinde de çalışmışlardır. Taitel ve Dukler, kabarcıklı akışa geçişin, kabarcıkları bir arada tutan ve yüzmesini sağlayan kuvvetler ile buhar ile sıvıyı birbirine karıştırmaya çalışan türbülans hareketleri arasındaki dengeye bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Intermitten akıştan, kabarcıklı akışa geçişteki şartların boyutsuz olarak ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$T_{td}^2 \geq \left[ \frac{8 \bar{A}_g (\bar{u}_l \bar{D}_l)^n}{\bar{S}_l \bar{u}_l^2} \right] \quad (2.61)$$

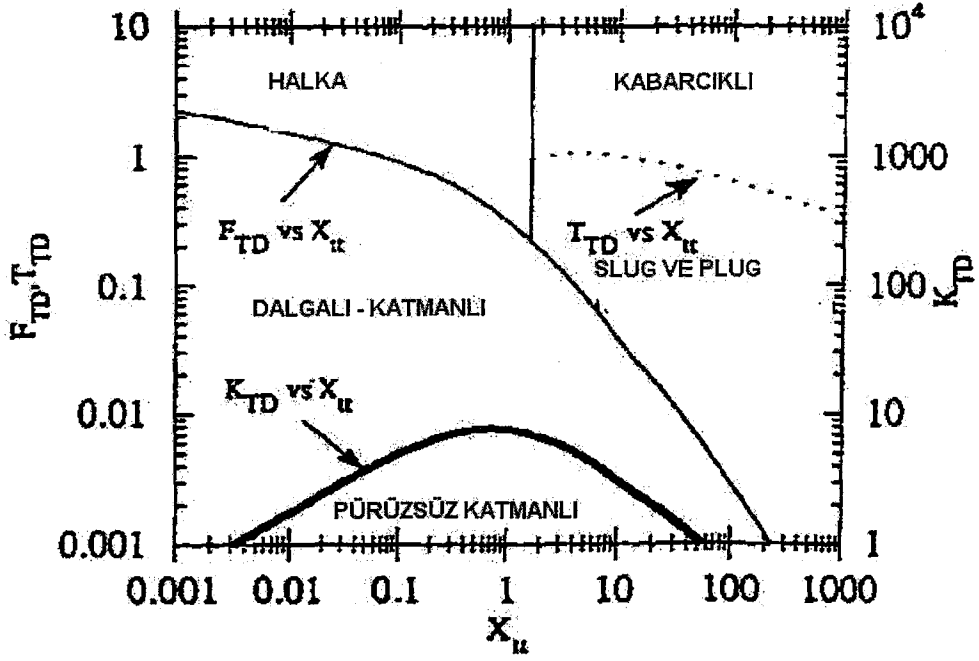
Buradaki  $T_{td}$ ;

$$T_{td} = \left[ \frac{(-dP/dz)_l}{(\rho_l - \rho_v) g \cos \alpha} \right] = \left[ \frac{2a J_l^2}{\text{Re}_l^n g D \cos \alpha (1 - \rho_v/\rho_l)} \right] \quad (2.62)$$

Buradan da anlaşılacağı gibi yukarıdaki boyutsuz sayı Lockhart-Martinelli sayısının fonksiyonu olduğundan dolayı geçiş şartları Lockhart-Martinelli sayısına göre verilebilir. Buna göre sadece  $X_{t1} > 1.6$  olduğunda bu akış meydana gelebilir.

Buna göre Taitel ve Dukler, Lockhart ve Martinelli sayısına bağlı olarak iki boyutlu bir akış haritası çizmişlerdir. Bu haritanın absisin de Martinelli sayısı varken, ordinatında başka değişkenler vardır. Şekil 2.9'te hem sıvı hem de buhar fazının türbülanslı olarak aktığı iki fazlı bir akış için çizilen harita gösterilmiştir.

Bu çalışma üzerine; Dobson, yaptığı çalışmada, Taitel ve Dukler'in haritasının, basınç azaldıkça katmanlı akışın arttığını doğru olarak gösterebildiğini belirtmiştir (Dobson, 1994). Fakat Taitel ve Dukler, çalışmalarında düşük kuruluk derecelerindeki akışlarda katmanlı akıştan sonraki aşamada akışın halka akışa dönüştüğünü belirtirken, Dobson ise katmanlı akışın kuruluk derecesindeki artış ile dalgalı, dalgalı-halka ve halka akış olarak akış formunun kademeli olarak değiştiğini belirtmiştir.



Şekil 2.9 Akışın her iki fazda da türbülanslı olduğu yatay akış için Taitel ve Dukler'in akış haritası (Dobson, 1994)

### 2.3.4 Soliman'ın Akış Formu Üzerindeki Çalışmaları :

Soliman(1982,1983), özellikle yoğuşma esnasında akış formundaki geçiş bölgelerini üzerinde önemli çalışmalarda bulunmuştur. Solimana göre; yoğuşma esnasında üç temel akış formu vardır. Bunlar dalgalı akış, halka akış ve sisli akıştır. Soliman, bu üç akış formu arasındaki değişim için iki adet geçiş kriteri ifade etmiştir. Bu geçiş kriterlerinden birincisi, dalgalı akış ile halka akış arasındaki geçiş için, ikincisi ise halkalı akış ve sisli akış arasındaki geçiş içindir. Ancak Soliman'a göre dalgalı akış, tabakalı akış, dalgalı akış ve slug akıştan oluştuğunu da burada belirtmek gereklidir.

Soliman'a göre, dalgalı akış ile halka akış arasındaki geçiş, atalet kuvvetleri ile yerçekimi kuvvetleri arasındaki dengeye bağlıdır. Froude sayısı ise bu iki kuvvet arasındaki dengeyi ifade etmektedir.

$$Fr = \frac{u^2}{gL} \quad (2.63)$$

Soliman'a göre Fr sayısındaki  $u$  hızı yaklaşık olarak sıvı fazın gerçek hızı,  $L$  boyu ise yaklaşık olarak  $\delta$  film tabakası kalınlığıdır.  $G$ ,  $x$  ve akışkan özellikleri bilinmeden bu parametrelerin bilinmesi zordur. Soliman, bu parametreleri, halka akıştaki iki fazlı basınç düşüşünü temel alarak elde etmeye çalıştı. Soliman,  $Re_1$  bağlı olarak Fr sayısını aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

Buna göre;

$Re_l < 1250$  için  $Fr_{so}$  sayısı;

$$Fr_{so} = 0.025 Re_l^{1.59} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}} \quad (2.64)$$

$Re_l > 1250$  için  $Fr_{so}$  sayısı;

$$Fr_{so} = 1.26 Re_l^{1.04} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}} \quad (2.65)$$

Soliman'ın 1982 yılında su, soğutucu akışkan ve aseton ile yapmış olduğu çalışmalarda  $Fr_{so} < 7$  olduğu durumda dalgalı akış,  $Fr_{so} > 7$  olduğu durumda ise dalgalı-halka akış meydana gelmiştir. Soliman'a göre  $Fr_{so} = 7$  ise dalgalı akıştan, dalgalı halka akışa geçiş sınırındır. Tam olarak simetrik bir halka akış ise  $Fr_{so} = 18$  olduğunda görülmektedir.

Soliman 1983 ve 1986 yılında yapmış olduğu çalışmalarda halka akıştan sisli akışa geçiş sınırını incelemiştir. Soliman modifiye edilmiş bir Weber sayısı kullanarak, sisli akışın geçiş sınırını ifade etmeye çalışmıştır. Buna göre;

$Re_l \leq 1250$  olduğu durumda,

$$We_{so} = 2.45 \frac{Re_v^{0.64}}{Su_v^{0.3} (1 + 1.09 X_{tt}^{0.039})^{0.4}} \quad (2.66)$$

$Re_l \geq 1250$  olduğu durumda,

$$We_{so} = 0.85 \left[ \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^2 \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right] \frac{Re_v^{0.79} X_{tt}^{0.157}}{Su_v^{0.3} (1 + 1.09 X_{tt}^{0.039})^{0.4}} \quad (2.67)$$

Soliman bu çalışması sonunda  $We_{so} < 20$  olduğu durumda halka akışın,  $We_{so} > 30$  olduğu durumda sisli akışın,  $20 < We_{so} < 30$  olduğunda ise sisli ve halka akışın karışımı bir akış modelinin olduğunu ifade etmiştir.

Daha sonraları Dobson yapmış olduğu çalışmada, yoğuşma prosesinin başlangıcında saf sisli akışın hiçbir zaman olmayacağını ifade etmiştir. (Dobson,1994)

### 2.3.5 Dobson'un Çalışmalarının Özeti :

Dobson 1994 yılında yapmış olduğu çalışma ile yatay pürüzsüz borularda yoğuşma esnasında meydana gelen akış modellerini incelemiştir. Yapılan bu çalışmadaki şartlar soğutma

makinelerinin yoğuşturucularında meydana gelen yoğuşma şartlarına çok benzemektedir. Dobson akış formlarını, çapları 3.12 mm ile 7.06 mm arasında değişen 3 adet pürüzsüz boruda gözlemlenmiştir. Çalışmalarını, R12, R22, R134a ve R410A için tekrarlamıştır. Kuruluk derecesi %5 ile %99 arasında kütle akısı ise 25 ile 800 kg/m<sup>2</sup>.s arasında değiştirmiştir. Deneyler 35°C ile 45°C arasında yapılmıştır. Deneylerden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Deneyler sırasında, dalgali akış, dalgali halka akış, halka akış ve halka – sisli akış gözlemlenmiştir. Düşük kuruluk derecelerinde slug ve yalancı slug akış formları da görülmüştür. Sabit (durgun, stabil) sıvılı sisli akış formu deneyler sırasında gözlemlenememiştir. Ayrıca en düşük kütle akısında tabakalı akış gözlemlenmiştir.

1. Akış formunu etkileyen baskın faktörler; kütleli akı ve kuruluk derecesidir. En düşük kütle akısı olan 25 kg/m<sup>2</sup>.s de bütün kuruluk derecelerinde tabakalı akış meydana gelmiştir. 75 kg/m<sup>2</sup>.s de bütün kuruluk derecelerinde dalgali akış meydana gelmiştir. 150 kg/m<sup>2</sup>.s ve 300 kg/m<sup>2</sup>.s’de kuruluk derecesindeki artış ile slug, dalgali, dalgali halka ve halka akış meydana gelmiştir. 500, 600 ve 800 kg/m<sup>2</sup>.s’de slug, dalgali halka, halka ve sisli halka akışları meydana gelmiştir. Yoğuşma hattı boyunca hattın %70 - % 80’inde halka ve sisli halka akışları meydana gelmiştir.

2. Kütleli akının 150 kg/m<sup>2</sup>.s ve 300 kg/m<sup>2</sup>.s arasında olduğunda, akış formları akışkanın termodinamiksel özelliklerine bağlıdır. Çünkü bu aralıkta kütleli akılar, akış formunu etkileyebilecek kadar az yada çok değişimlerdir. Bu aralıkta dalgali akış, dalgali-halka ve halka akış, kuruluk derecesine artışa bağlı olarak gözlemlenmiştir.

3. Ayrıca boru çapı da, akış formunu etkilemektedir. Daha küçük çaplarda, sabit kütleli akılarda daha düşük kuruluk derecelerinde akış formu, dalgali akıştan dalgali halkaya ve dalgali halkadan halka akışa geçiş yapmaktadır.

### **2.3.6 El Hajal, Thome ve Cavalli’nin Boşluk Oranı ve Akış Haritası Üzerindeki Çalışması :**

Cavallini ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmalarda; amonyak, R-22, R-134a, R-125, R-410A, R-32 ve R236ea olmak üzere 6 adet soğutucu akışkan kullanılmıştır. (El Hajal vd., 2002) Yapılan bu çalışmada, akış şeklinin, ısı transferini ve basınç düşüşünü etkileyen en önemli faktörlerden birinin de boşluk oranı olduğunu düşünen Cavallini ve arkadaşları, yeni bir boşluk oranı bağıntısı geliştirmişlerdir. Boşluk oranını hesaplarken, değişik akış şartları ve modelleri ifade etmişlerdir. Bu modeller;

- Homojen model; akışı oluşturan her iki fazın da aynı hızda hareket ettiği kabul edilir.
- Bir boyutlu model; burada kinetik enerji ve momentum gibi bazı değerler minimize edilerek sadeleştirme yapılmıştır.
- Sürüklenen akı modeli; iki fazda da radyal olarak hızlarda farklılıklar olduğu kabul edilir.
- Özgül akış rejim modeli
- Ampirik modeller

Homojen model, kabarcıklı akışın yada sisli akışın olduğu durumlarda yada kritik noktanın yakınlarındaki faz hızlarının yaklaşık olarak birbirine yakın olduğu akışlarda kullanılmaktadır. Sürüklenen akı modeli ise faz hızlarının birbirlerinden farklı olduğu durumlarda kullanılır. Bu yöntemde kütle akısının, boşluk oranı üzerindeki etkisi de hesaba katılmıştır. Yukarıdaki modellerden homojen model hariç hiçbiri kritik basınca yakın olan basınçlarda doğru olarak boşluk oranı hesaplanmasında kullanılamaz.

Homojen modelin uygulandığı yüksek basınç şartlarında buhar yoğunluğu yaklaşık olarak sıvı yoğunluğuna eşittir. Bundan dolayı da sıvı ve buhar fazlarının eşit hızlarda hareket ettikleri kabul edilir. Homojen modelde, boşluk oranı aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\varepsilon_h = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.68)$$

Homojen olmayan durumlarda ise Kattan çalışmalarında, Rouhani ve Axelsson'un boşluk oranı yöntemini hesaplarında kullanmıştır. (El Hajal vd., 2002) Bu hesaplamalarda kütle akısı ve yüzey geriliminin boşluk oranı üzerindeki etkileri de dikkate alınmıştır. Rouhani ve Axelsson Boşluk oranı;

$$\varepsilon_{ra} = \frac{x}{\rho_v} \left( \left[ 1 + 0.12(1-x) \right] \left[ \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G\rho_l^{0.5}} \right)^{-1} \quad (2.69)$$

Konvektif yoğuşma için ısı taşınım katsayısı;

$$\alpha_c = C Re_L^n Pr_L^{0.5} \frac{\lambda_L}{\delta} \quad (2.70)$$

$\delta$ 'nın  $d$ 'den çok küçük olduğu kabul edilirse;

$$\delta = \frac{d(1-\varepsilon)}{4} \quad (2.71)$$

Sıvı fazın Reynolds sayısı;

$$Re_L = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} = \frac{G(1-x)}{\mu_L} \quad (2.72)$$

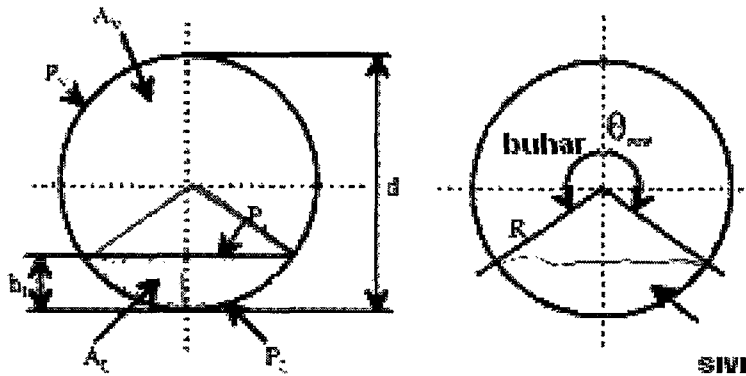
İkinci terim ise halka akım için geçerlidir. Cavallini, yapmış olduğu çalışmada;  $\varepsilon$  yerine  $\varepsilon_{ra}$ 'yı kullanması sayesinde c ve n katsayılarını, istatistiksel olarak en iyi şekilde bulmuştur. Basınç değeri yükseldikçe deney sonuçları ile hesaplanmış olan teorik değerler arasındaki fark gittikçe artmaktadır. Basıncın düşmesi ile deneysel sonuçlar ile teorik olarak hesaplanan sonuçlar arasındaki fark gittikçe artmaktadır.

İki farklı boşluk oranı modeli basınca göre birbirlerinden farklı olarak sonuçlar vermektedir. Bundan dolayı, logaritmik boşluk oranı (LM $\varepsilon$ ) diye yeni bir boşluk oranı kullanılmaktadır. Buna göre LM $\varepsilon$ ;

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln\left(\frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{ra}}\right)} \quad (2.73)$$

LM $\varepsilon$  kullanıldığında elde edilen sonuçlarda basıncın değiştirilmesi ile teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki fark değişmemektedir.

Şekil 3.4'de katmanlı akışın geometrik boyutları gösterilmektedir.  $P_L$ ; borunun alt kısmındaki ıslak çevreyi göstermektedir.  $P_V$ ; borunun üst kısmındaki kuru çevreyi göstermektedir.  $h_L$ ; boru alt yüzeyindeki sıvı tabakası kalınlığını,  $P_i$ ; ara yüzey uzunluğu ve  $A_L$  ve  $A_V$  ise sıvı ve buharın kesit alanını göstermektedir. Bu dört boyut d boru iç çapı ile boyutsuzlaştırıldığında;



Şekil 2.10 Dairesel Borudaki İki Fazlı Akışın Geometrik Parametreleri

$$h_{Ld} = \frac{h_L}{d}, P_{Ld} = \frac{P_i}{d}, A_{Ld} = \frac{A_L}{d^2}, A_{Vd} = \frac{A_V}{d^2} \quad (2.74)$$

$$A_L = A(1 - \varepsilon) \quad , \quad A_V = A\varepsilon \quad (2.75)$$

Dalgalı akıştan, intermittent ve halka akışa geçiş sınırı yoğunlaşma için Zürcher'e göre;

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{vd}^3 g d \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{Ld} - 1)^2)^{0.5}} \left[ \frac{\pi^2}{25h_{Ld}^2} \left( \frac{We}{Fr} \right)_L^{-1.023} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 - 75e^{-\frac{(x^2 - 0.97)^2}{x(1-x)}} \quad (2.76)$$

Yukarıdaki denklem en küçük x değeri için çözülerek  $x = x_{min}$  değeri bulunur. Daha sonra  $x > x_{min}$  değerleri için kütle akışı değerleri bulunarak geçiş sınırı çizilir.

Aynı şekilde Dalgalı-tabakalı akıştan, tam gelişmiş tabakalı akışa geçiş sınırı ise Zurcher tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$G_{strat} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{Ld} A_{Vd}^2 g \mu_L (\rho_L - \rho_V) \rho_V}{x^2 (1 - x) \pi^3} \right\}^{1/3} + 20x \quad (2.77)$$

Intermittent akıştan halka akışa geçiş sınırı olan dikey  $X_{IA}$  sınırı için, x kuruluk derecesi değeri;

$$X_{IA} = \left\{ \left[ 0.2914 \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1.75} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} + 1 \right] \right\}^{-1} \quad (2.78)$$

Sisli akış için geçiş sınırı;

$$G_{mist} = \left\{ \frac{7680 A_{Vd}^2 g d \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 \xi} \left( \frac{Fr}{We} \right)_L \right\}^{0.5} \quad (2.79)$$

$$\left( \frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{g d^2 \rho_L}{\sigma} \quad (2.80)$$

$$\xi = \left[ 1.138 + 2 \log \left( \frac{\pi}{1.5 A_{Ld}} \right) \right]^{-2} \quad (2.81)$$

Kabarcıklı akış için geçiş sınırı;

$$G_{bubly} = \left\{ \frac{256 A_{Vd} A_{Ld}^2 g d^{1.25} (\rho_L - \rho_V) \rho_V}{0.3164 (1 - x)^{1.75} \pi^2 P_{id} \mu_L^{0.25}} \right\}^{1/3} \quad (2.82)$$



Yukarıdaki kabarcıklı akış çok büyük kütleli akılarda meydana gelmektedir.

Akış modelinin belirlenmesi için belirli bir  $x$  kurulum derecesi değeri için aşağıdaki karşılaştırmalar yapılabilir.

- Halka akış için;  $G > G_{wavy}$ ,  $G < G_{mist}$  ve  $x > x_{1A}$  olduğunda.
- İntermittent akış için;  $G > G_{wavy}$ ,  $G < G_{mist}$  yada  $G < G_{bubly}$  ve  $x < x_{1A}$  olduğunda.
- Tam gelişmiş tabakalı akış için;  $G < G_{strat}$
- Dalgalı akış için;  $G_{strat} < G < G_{wavy}$
- Sisli Akış için;  $G > G_{mist}$

### 2.3.7 Akış Modeli Haritalarının Değerlendirilmesi ve İyileştirilmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar:

Yukarıda anlatmış olduğumuz çalışmalardan sonra birçok araştırmacı bu çalışmaları temel alarak, ihmal edilen parametreleri de ekleyerek akış modeli haritası üzerinde yeni çalışmalar yapmışlardır.

Barnea ve arkadaşlarının, 1980 yılında yapmış oldukları deneysel çalışma ile yoğunlaşma hattının eğiminin yoğunlaşma üzerine etkisini araştırmışlar ve elde edilen sonuçlar ile Taitel ve Duklerin akış haritası arasındaki farkı incelemişlerdir (Tang, 1997). Eğimi aşağı ve yukarı yönde  $0-10^\circ$  arasındaki değiştirerek deneyleri tekrarlamışlardır. Yukarı doğru  $0.25^\circ$ lik bir eğimdeki artışın katmanlı akış esnasında slug akışın oluşmasında önemli bir etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir. Aynı miktarda aşağıya doğru olan eğimin ise ters etki gösterdiğini ifade etmişlerdir. Yukarı doğru olan eğimlerde, sıvı tabakasının kalınlığı daha da artar. Bundan dolayı slug akışın oluşması kolaylaşır. Ayrıca eğimin artırılması ile yoğunlaşmadan dolayı oluşan sıvı tabakasının kalınlığının artması ile Taitel-Dukler tarafından belirtilen dalgalı akıştan daha az miktarda dalgalı akış meydana gelmiştir.

Daha sonraki bir çalışmada Barnea, küçük çaplı borularda yoğunlaşma deneyleri yaptı ve elde ettiği sonuçları ile Taitel ve Dukler'in akış haritası ile karşılaştırdı. Dalgalı akıştan halka akışa ve halka akıştan sisli akışa geçişlerde Taitel ve Dukler'in akış haritası doğru sonuçlar vermiştir. Yüzey gerilimi kuvvetlerinden dolayı, düşük çaplarda katmanlı akış daha az olurken kabarcıklı akış daha fazla meydana gelmiştir. Bu durum daha çok düşük buhar kurulum derecelerinde meydana gelmiştir.

Damianides ve Westwater yapmış oldukları çalışmada Barnea'nın çalıştığı çaplardan daha küçük çaplarda, su-hava karışımı kullanarak deneyler yapmışlardır (Dobson, 1994). Elde ettikleri sonuçları Taitel ve Dukler'in akış haritası ile karşılaştırdıklarında deneysel sonuçların ile haritanın birbirini tutmadığını gözlemlemişlerdir. Bunun nedenini ise büyük çaplardaki yoğuşma mekanizması ile küçük çaplardaki yoğuşma mekanizmasının birbirinden farklı olması olarak ifade etmişlerdir.

Galbiatti ve Andreini (1992) yapmış oldukları çalışmada, küçük çaplı borularda Barnea'nın yapmış olduğu çalışmanın bir benzerini yapmıştır. Boru çapı küçüldükçe dalgalı akıştan halka akışa geçiş noktası gecikmiştir. Bu durumun yüzey gerilimlerinin dengeleyici etkisinin küçük çaplarda daha fazla etkili olmasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Bundan dolayı Taitel ve Duklerin geçiş kriterlerine yüzey gerilimi etkisini de ekleyerek kriterleri tekrardan düzenlemişlerdir. Boyutsuz ifadelerle düzenlenmiş olan yeni geçiş kriteri;

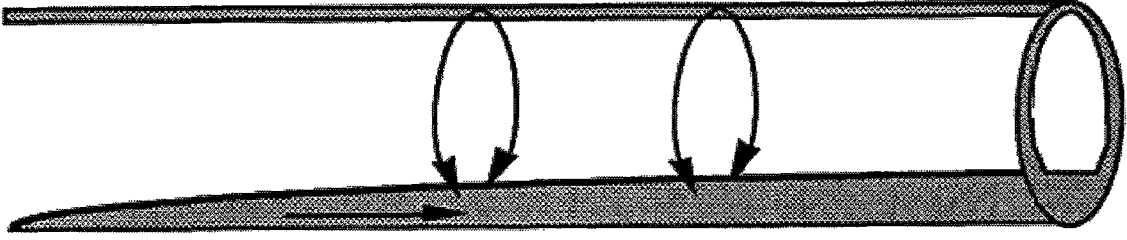
$$\frac{F_{td}}{\sqrt{1 + \frac{1.306\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D^2}}} = \frac{F_{td}}{\sqrt{1 + \frac{1.306}{Bd}}} \quad (2.83)$$

Eğer yüzey gerilimleri yerçekimi kuvvetlerine göre daha fazla olduğunda (yani düşük Bond sayılarında),  $F_{td}$  değeri giderek azalmakta ve daha büyük buhar hızlarında bile dalgalı akış meydana gelebilmektedir. Yüksek Bond sayılarında ise yüzey gerilimi etkileri ihmal edilir. Galbiatti ve Andreini elde ettiği deneysel verileri Barnea'nın çalışması ile karşılaştırmış ve düzeltilmemiş durum ile birbirine benzer olduğunu ifade etmiştir. Analizlerinde en büyük dalga uzunluğunun yaklaşık olarak boru çapının 5.5 katı olduğu kabulünü yapmışlardır. Bu değere ise potansiyel akış teorisinden faydalanarak elde etmişlerdir. Bu değerde hesaplanmış olan yüzey gerilimi etkisi çok hassastır. Yüzey gerilimi etkisi arttıkça en dengesiz olan dalga uzunluğu gittikçe azalır. En kararsız dalga uzunluğu  $D$ 'ye eşit olduğunda 2.83 numaralı denklemdeki 1.306 katsayısı 39.5 ile değiştirmelidir.

#### 2.4 Yatay Borunun İçinde Yoğuşma Isı Taşınım Katsayısını Hesaplanması:

Düşük buhar hızlarında, yoğuşan sıvıyı borunun alt kısmına doğru hareket ettiren yerçekimi kuvvetleri, yoğuşan sıvıyı boru eksenine paralel şekilde hareket ettirmeye çalışan atalet kuvvetlerinden daha baskındır. Bundan dolayı borunun üst kısmında yoğuşan sıvı bir film oluşturur ve bu film tabakası yoğuşma devam ettikçe giderek kalınlaşır. Borunun alt kısmında ise yoğuşan sıvıyı akış yönünde taşıyan bir sıvı birikintisi oluşur. Şekil 2.11'de gösterilen bu durumdaki ısı transferi mekanizması dış yüzeyde oluşan yoğuşmadaki ısı transferi

mekanizması ile aynıdır.



Şekil 2.11 Katmanlı akıştaki ideal durum

İç kısımdaki yoğuşma konusunda yapılmış olan ilk çalışmalardan bir tanesi Ananiev ve arkadaşları tarafından 1961 yılında yapılmıştır (Carey, 1992). Yapılan çalışma sonucunda aşağıda verilen bağıntı ile yoğuşma esnasındaki ısı transfer katsayısını hesaplamışlardır.

$$h = h_o \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_m}} \quad (2.84)$$

Burada  $\rho_m$ ,

$$\frac{1}{\rho_m} = \left( \frac{1}{\rho_l} \right) (1-x) + \left( \frac{1}{\rho_v} \right) x \quad (2.85)$$

Buradaki  $h_o$ , akışın tek fazlı olduğu düşünülerek hesaplanmış olan ısı transfer katsayısıdır. Bunun için en fazla bilinen Dittus-Boelter tarafından ifade edilmiş olan ısı transfer katsayısı bağıntısı ile bulunabilir. Ayrıca tek fazlı ısı transfer katsayısının hesabı için, Boyko ve Kruzhilin'in aşağıdaki bağıntısında kullanılabilir (Dobson, 1994).

$$\frac{h_o D}{k} = 0.021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}_b^{0.43} \left( \frac{\text{Pr}_b}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad (2.86)$$

Buradaki b ve w alt indisleri buharın termometre ve duvar sıcaklıklarını ifade etmektedir. Miropolsky yukarıdaki bağıntıdaki 0.021 katsayısının çelik borular için 0.024 ,bakır boru için ise 0.032 olarak değiştirilerek kullanılmasını önermiştir. Bu durumda yukarıdaki bağıntı ile ısı transfer katsayısı  $\pm\%20$  hata ile hesaplanmıştır. Bu bağıntıda kütleli akının sabit olduğu kabul edilmiştir.

Bu konu üzerinde diğer bir çalışmada, Chato tarafından 1962 yılında düşük buhar hızlarındaki katmanlı akış üzerine yapılmıştır (Collier, Thome, 1996). Chato bu çalışmasını, Chen tarafından aynı yıl içerisinde yapılan ve yatay boru içerisindeki yoğuşma işlemindeki akış

modelleri çalışmasından sonra yapmıştır. Chato, yoğuşan film tabakası problemini benzerlik yaklaşımı ile çözmüştür. Benzerlik çözümünü borunun alt kısmındaki sıvı tabakası ve üst kısmındaki film tabakası için ayrı ayrı yapmıştır. Boru tabanındaki sıvı tabakası kalınlığını hesaplayabilmek için, Chato açık kanal hidroligini kullanarak bir yöntem geliştirmiştir. R113 üzerinde yapmış olduğu çalışmalar sonucunda analitik olarak hesapladığı sıvı tabakası derinliğinin, deneysel çalışmalarda gözlemlenen ile aynı olduğunu bulmuştur. Bunun sonucunda Chato, Nusselt tipi bir bağıntı geliştirmiştir.

$$Nu = \frac{\bar{h}D}{k_l} = 0.555 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g i_{lv} D^3}{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.87)$$

Bağıntıda kullanılan 0.555 katsayısı, dış taraftaki yoğuşmada kullanılan 0.728 katsayısının %75'dir. Bu katsayıdaki azalma ise, borunun alt tarafındaki daha kalın sıvı tabakasıdır. Chato yapmış olduğu çalışma sonucunda, kalın sıvı tabakası derinliğinden dolayı burada oluşan iletimle ısı transferinin ihmal edilebilecek kadar az olduğunu belirlemiştir.

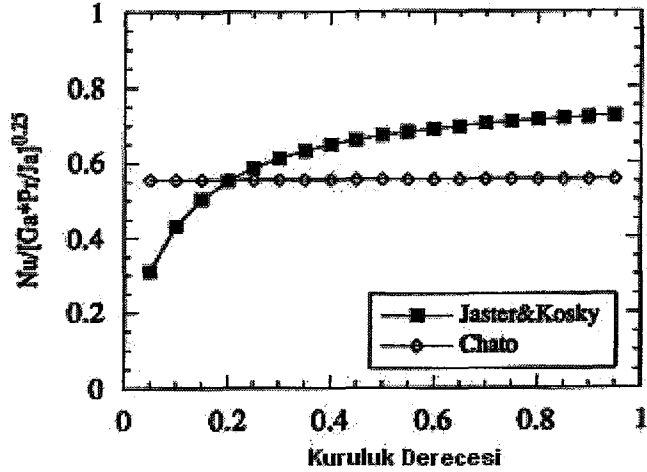
Jaster ve Kosky (1976), ısı transfer katsayısını hesaplamaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Chato'nun yapmış olduğu çalışmasından farklı olarak hesaplarına boşluk oranını da katarak, giderek artan sıvı tabakası kalınlığını hesaplara katmışlardır. Buna göre;

$$Nu = \frac{\bar{h}D}{k_l} = 0.728 \alpha^{3/4} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g i_{lv} D^3}{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.88)$$

Buradaki boşluk oranı için Zivi'nin boşluk oranı bağıntısı kullanılmıştır.

$$\alpha = \left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.89)$$

Şekil 2.9'da aynı şartlardaki R134a için Jaster ve Kosky bağıntısı ile Chato'nun bağıntısından elde edilen ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması gösterilmektedir. Şekle göre  $x=0.2$ 'den sonra Jaster-Kosky bağıntısı Chato'nun bağıntısından daha yüksek sonuçlar vermektedir. Genelde ise Jester-Kosky bağıntısı %37 oranında daha yüksek sonuç vermiştir.



Şekil 2.12 Jester-Kosky (1976) ve Chato'nun ısı transfer katsayısı tahminlerinin karşılaştırılması (Dobson,1994)

Her iki bağıntıda borunun alt kısmından akan sıvı tabakasındaki iletimle ısı transferi, üst kısımdaki sıvı filmdeki iletimle ısı transferi ile karşılaştırıldığında çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilmiştir. Bunun nedeni ise deneylerdeki düşük buhar hızı, katmanlı akış olmasındandır. Daha büyük kütleli akışlar için bu durum geçerli olmadığından dolayı diğer araştırmacılar bu kabulü yapmamışlardır.

Dobson ve Chato (1993) yapmış oldukları çalışmada, Chato'nun bağıntısını geliştirerek yüksek buhar kuruluk derecelerinde, ısı taşınım katsayısını  $\pm$  %15 sapma ile hesaplayabilmişlerdir.

$$Nu = \frac{0.375}{X''^{0.23}} \times \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v) D^3 h'_{iv}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) k_l} \right] \quad (2.90)$$

Rosson ve Myers yapmış olduğu çalışmada katmanlı akış, dalgalı akış ve slug akış üzerinde deneyler yapmışlardır. (Dobson, 1994) Yapmış oldukları çalışmada çoğu araştırmacının yapmış olduğunun aksine bu boru çevresi boyunca değişen açılarda ısı transfer katsayısını ölçmüşlerdir. Diğer araştırmacılar ise boru çevresi boyunca ortalama ısı transfer katsayısını hesaplamak için uğraşmışlardır. Elde edilen veriler sonucunda buhar kayma etkisinden dolayı borunun üst kısmında film yoğuşması olduğunu ifade etmişlerdir. Nusselt yaklaşımındaki katsayıyı değiştirerek borunun üst kısmı için ısı transfer katsayısını hesaplamışlardır.

$$Nu_{top} = 0.31 Re_v^{0.12} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g i'_{iv} D^3}{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.91)$$

Burunun alt kısmında ise taşınım ile ısı transferi vardır ve ısı ve momentum transferi benzerliğini kullanarak ısı transferi katsayısını hesaplamak için bir bağıntı geliştirmişlerdir.

$$Nu_{bot} = \frac{\phi_{i,u} \sqrt{8 Re_i}}{5 \left[ 1 + \frac{\ln(1 + 5 Pr_i)}{Pr_i} \right]} \quad (2.92)$$

$$\phi_{i,u} = \sqrt{1 + \frac{1}{X_{it}} + \frac{12}{X_{it}^2}} \quad (2.93)$$

Yukarı kısım ve aşağı kısımdaki ısı transfer katsayılarının hesaplanmasından sonra toplam ısı transfer katsayısını hesaplamak için bir bağıntı geliştirmişlerdir.

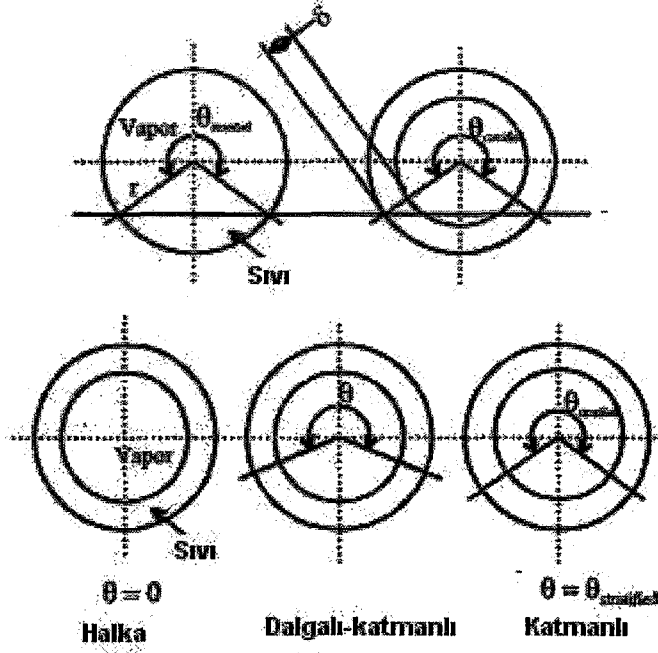
$$Nu = \beta Nu_{top} + (1 - \beta) Nu_{bot} \quad (2.94)$$

Buradaki  $\beta$  parametresi boru içerisinde hangi ısı transfer mekanizmasının ne kadar meydana geldiğini belirten bir sayıdır ve aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\frac{Re_v^{0.6} Re_i^{0.5}}{Ga} < 6.4 \times 10^{-5} \text{ ise } \beta = Re_v^{0.1} \quad (2.95)$$

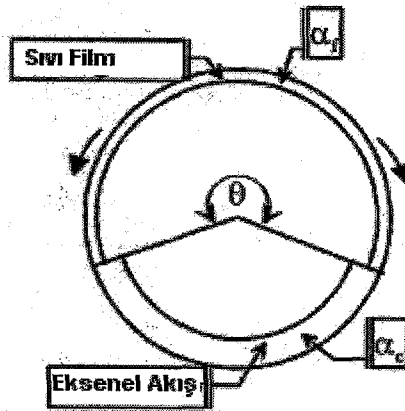
$$\frac{Re_v^{0.6} Re_i^{0.5}}{Ga} > 6.4 \times 10^{-5} \text{ ise } \beta = \frac{1.74 \times 10^{-5} Ga}{\sqrt{Re_v Re_i}} \quad (2.96)$$

El Hajal, Thome ve Cavallini (2002) tarafından yapılmış olan çalışma ile ; katmanlı , katmanlı-dalgalı ve halka akım için yoğuşma için ısı transfer katsayısının hesaplanması için yeni bir model geliştirilmiştir. Şekil 2.13’de akış modellerinin basitleştirilmiş kesit görüntüleri gösterilmektedir. Şekle göre halka akış için  $\delta$  sıvı filmi kalınlığı yaklaşık olarak her yerde aynı olmaktadır. Bu yöntemle göre boşluk oranı hesaplanarak , buradan buhar fazının kesit alanı hesaplanır. Toplam alandan buhar kesit alanı çıkartılarak sıvı fazın kesit alanı hesaplanır. Buhar ve sıvı toplam akış miktarından ve yerel kuruluk derecesinden sıvı tabakası hesaplanır. Sıvı yoğunluğu ve kesit alanı kullanılarak sıvı filmdeki ortalama sıvı hızı hesaplanır.



Şekil 2.13 Akış şeklinin basitleştirilmiş şeması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001)

Dalgalı-katmanlı akışta ise yüzey dalgaları küçüktür ve boru üst yüzeyine kadar ulaşacak kadar yüksek değildir. Üst kısım Yoğuşma esnasında yoğuşan sıvı filmi tarafından ıslatılır ve buradaki sıvı filmi kalınlığı  $\delta$  her yerde sabit kalınlıkta olduğu kabul edilir. Borunun alt kısmı ve üst kısmını birbirinden ayırıp , farklı iki şekilde incelendiğinde ısı transferi hesaplarını basitleştirilir. Aradaki  $\theta$  açısı , maksimum değeri  $\theta_{strat}$  ( tam gelişmiş katmanlı akışta ) ve minimum değeri olan sıfır ( Halka akışta ) arasında değişir. Isı transfer mekanizması olarak ısı taşınımı  $2\pi-\theta$  aralığında yapılır.  $\theta$  açısında ise Nusselt tarafından geliştirilmiş olan film yoğuşmasındaki ısı transferi mekanizması kullanılmaktadır.



Şekil 2.14 Akıştaki ısı transfer mekanizmalarının gösterilmesi (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001)

Şekil 2.13’de yukarıdaki iki ayrı ısı transfer mekanizmasının uygulandığı yüzeyler gösterilmektedir. Taşınım ile ısı transferi (  $\alpha_c$  ), borunun alt yüzeyinde eksen boyunca akan ıslak kısımda bulunurken film yoğuşması ısı transfer katsayısı (  $\alpha_f$  ) ise borunun üst kısmında kullanılır. Buna göre toplam ısı transfer katsayısı (  $\alpha_{tp}$  ) ;

$$\alpha_{tp} = \frac{\alpha_f r \theta + (2\pi - \theta) r \alpha_c}{2\pi r} \quad (2.97)$$

Burada r test yoğuşturucusunun iç yarıçapı ve  $\theta$  ise film tabakasının çevre boyunca düşüş açısıdır. Halka akışta  $\theta$  açısı sıfır olduğundan  $\alpha_f$  ihmal edilir.

Katmanlı akıştaki  $\theta_{strat}$  açısı ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$A_L = \frac{d^2}{8} [(2\pi - \theta_{strat}) - \sin(2\pi - \theta_{strat})] \quad (2.98)$$

Sıvı fazın akış kesit alanını hesaplamak için kullanılan boşluk oranı , logaritmik boşluk oranı olarak alınmıştır.

Halka , intermitten ve sisli akış için  $\theta = 0$  , tam gelişmiş katmanlı akış için  $\theta = \theta_{strat}$  , dalgalı katmanlı akış için  $\theta$  değeri 0 ve  $\theta_{strat}$  karşılık gelen kütle akılarına göre interpolasyon yapılarak bulunur.

$$\theta = \theta_{strat} \left[ \frac{(G_{wavy} - G)}{(G_{wavy} - G_{strat})} \right]^{0.5} \quad (2.99)$$

Taşınım ile ısı transfer katsayısı  $\alpha_c$  aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$\alpha_c = 0.003 Re_L^{0.74} Pr_L^{0.5} \frac{\lambda_L}{\delta} f_i \quad (2.100)$$

Burada sıvı fazın Reynolds sayısı  $Re_L$  ve Prandtl sayısı  $Pr_L$  ;

$$Re_L = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \quad (2.101)$$

$$Pr_L = \frac{Cp_L \mu_L}{\lambda_L} \quad (2.102)$$

$\delta$  sıvı film kalınlığı ise aşağıdaki denklemin çözülmesi ile elde edilir.



$$A_L = \frac{(2\pi - \theta)}{8} [d^2 - (d - 2\delta)^2] \quad (2.103)$$

Sıvı – buhar ara yüzey pürüzlülüğü de ısı transfer miktarını etkileyen en önemli faktörlerden birisidir. Yüksek hızlardaki buhar fazı , kayma kuvvetlerinden dolayı sıvı yüzeyinde dalgalanmaya neden olur. Oluşan bu dalgalar sıvı yüzeyinin alanını büyütürken taşınım ile olan ısı transferini artırır. Ayrıca bu sinüs eğrisi şeklinde olmadıklarından , dalga çukurlarının olduğu bölgeler olduğundan daha ince olur. Buda ısı transferini arttıracak yönde etki eder. Buradaki yüzey pürüzlülüğü , ara yüzeydeki kayma gerilmesi ( $\tau_i$ ) ile doğrudan orantılıdır. Kayma gerilmesi büyüklüğü ise sıvı ve buhar fazlarının arasındaki hız farkına bağlıdır. Sıvı fazı hızı ( $u_L$ ) ve buhar fazının hızı ( $u_V$ ) hesaplanacak olursa ;

$$u_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\varepsilon)}, \quad u_V = \frac{Gx}{\rho_V^3} \quad (2.104)$$

Taşınım ısı iletim katsayısındaki  $f_i$  düzeltme katsayısının deneysel olarak değeri 0.5 ve 0.25 arasındadır. Ancak ampirik sabit olarak ;

$$f_i = 1 + \left(\frac{u_V}{u_L}\right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta^2}{\sigma}\right)^{1/4} \quad (2.105)$$

Tam gelişmiş katmanlı akışta ise yüzey dalgaları daha küçük olur. Tam gelişmiş katmanlı akışta  $f_i$  düzeltme katsayısı ;

$$f_i = 1 + \left(\frac{u_V}{u_L}\right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta^2}{\sigma}\right)^{1/4} \left(\frac{G}{G_{Strat}}\right) \quad (2.106)$$

Yoğuşan film tabakasındaki ısı transfer katsayısının hesaplanmasında ise Nusselt teoreminden yararlanılır. Buna göre borunun üst kısmından , alt kısımdaki sıvı tabakasına kadar olan kısımdaki ısı transfer katsayısı ;

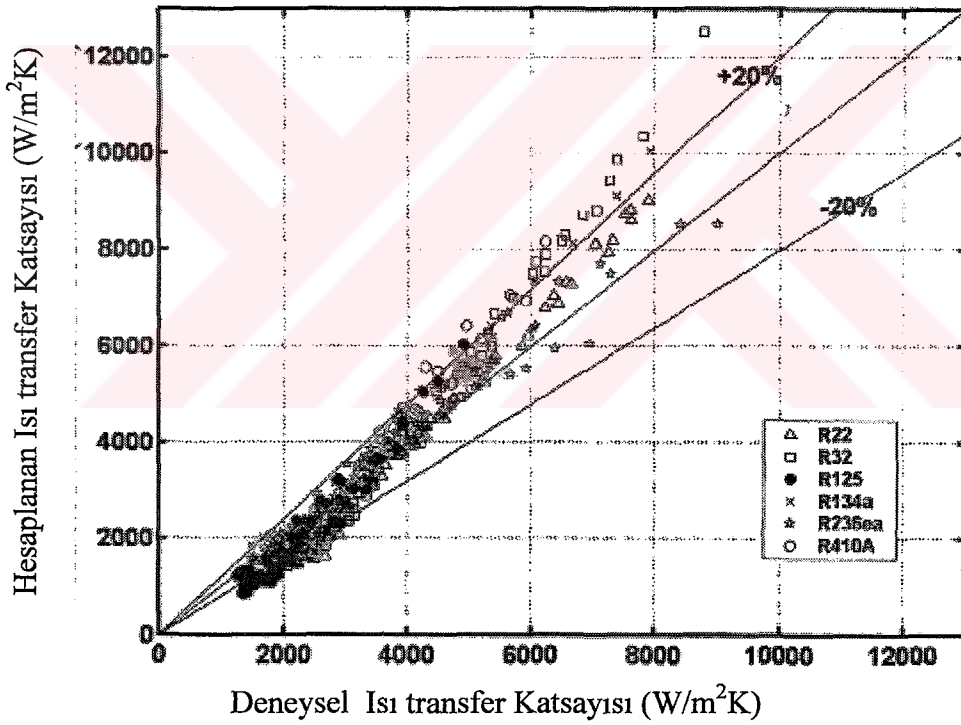
$$\alpha_f = 0.728 \left[ \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_V)gh_{LV}\lambda_L^3}{\mu_L d(T_{sat} - T_W)} \right] \quad (2.107)$$

Tamamen iterative hesaplardan kaçınmak için  $\theta_{strat}$  için oldukça doğru olarak sonuç veren aşağıdaki denklemden yararlanılabilir.

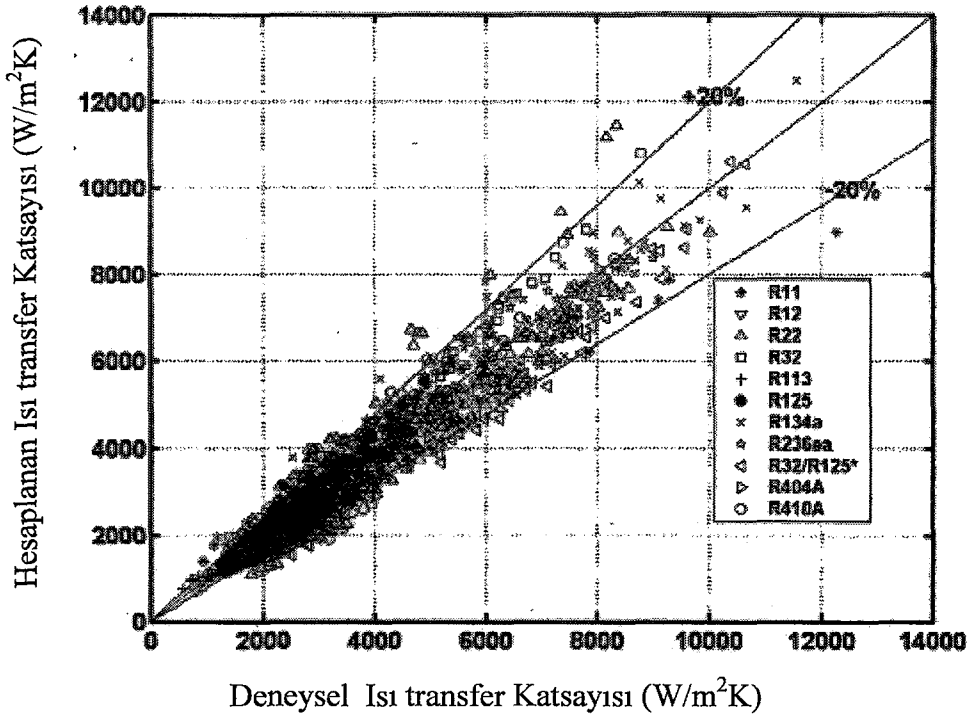
$$Q_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{1/3} \left[ 1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3} \right] \\ -\frac{1}{200}(1-\varepsilon)\varepsilon \left[ 1 - 2(1-\varepsilon) \right] \left[ 1 + 4(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2 \right] \end{array} \right\} \quad (2.108)$$

Yukarıda açıklanmış olan bu metot buhar kuruluk derecesinin 0.03 ve 0.97 değerleri arasında kullanılabilir.

Sıvı-buhar ara yüzeyinin pürüzlülüğünün etkisinin gözlemlenebilmesi için  $f_i$  düzeltme katsayısı hesaba katılmadan ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Şekil 2.15'de  $f_i$  düzeltme faktörü olmaksızın hesaplanmış olan ısı transfer katsayıları ile deneyler sonucunda elde edilmiş olan ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 2.16'de ise  $f_i$  faktörünün kullanıldığı, ara yüzey pürüzlülüğünün de hesaba katıldığı deneysel ve teorik ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması gösterilmektedir.



Şekil 2.15 Cavallini verilerinin  $f_i$  faktörü olmaksızın karşılaştırılması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2002)



Şekil 2.16 Cavallini verilerinin  $f_i$  faktörü kullanıldığı sonuçların karşılaştırılması (El Hajal, Thome ve Cavallini, 2001)

Hidrokarbonlar için yapılan testlerde propan , isobütan , n-bütan ve propilenin 8 mm iç çapındaki test yoğunlaştırucusunda ısı transfer katsayıları ölçülmüştür.

Sonuç olarak geliştirilen bu yeni model saf soğutucu akışkanlar , karışımlar ve hidrokarbonlar için yaklaşık olarak tam sonuçlar vermektedir. Isı transfer katsayısında yaklaşık olarak  $\pm\% 20$  sapma olmuştur.

Buhar hızı yeterli derecede yüksek olduğunda, sıvı buhar ara yüzeyindeki dalgaların tepeleri koparak küçük damlacıklar halinde halkanın iç kısmından akan buhar akışına katılırlar. Bu durum ısı transferine etki ettiğinden dolayı literatürde bu konu üzerinde araştırmalar mevcuttur.

Birçok araştırmacı buhar akışındaki bu sıvı damlacıklarının etkisini vurgulamıştı. Shah ve Traviss, her ikisi de bu durumun sıvı filmde incelmeye neden olduğundan dolayı ısı transferini arttıracaklarını belirtmişlerdir (Tang, 1997). Bu iki araştırmacıda iletimle olan ısı transferinde direncin kalınlıkla orantılı olduğu temeline dayanarak bu sonuca varmışlardır.

Carey (1992), boru çeperinde sıvı halkasının, buhar akışında da sıvı damlacıklarının olduğunu ifade etmiştir. Bu durumda ısı transfer mekanizması normal halka akışla aynı olmaktadır. Eğer durum böyle ise, ısı transferini anlayabilmek için bir önceki bölümde yapılmış olan analizleri tekrardan gözden geçirmek gerekmektedir. Birinci bilinmesi gereken ise buhar

akışına katılmış olan sıvı damlacıklarının miktarıdır. Sıvı miktarı belirlenirse sıvı filminin kalınlığı doğru olarak belirlenebilir.

#### 2.4.1 Halka Akış Yoğuşma Çalışmalarındaki Temel Yaklaşımlar :

Hava soğutmalı bir buzdolabı yoğuşturucusunda, kayma kuvvetlerinin yerçekimi kuvvetlerine baskın hale gelmesi durumunda tam anlamıyla simetrik bir halka akış elde edilmektedir. Bu durumda halkanın iç kısmında yüksek hızda akan buhar vardır. Bu gibi durumlar için, ısı transfer katsayısını hesaplamak için çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Halka akış için ısı transfer katsayısını hesaplanması problemine farklı yaklaşımlar kullanılarak çözüm bulunmaya çalışılmıştır. Buna göre bu yaklaşımlar; iki faz çarpanı yaklaşımı, kayma temelli yaklaşım, sınır tabaka yaklaşımıdır.

##### 2.4.1.1 İki Faz Çarpanı Yaklaşımı :

Halka Akış için bir bağıntı oluşturmanın en basit yöntemi iki faz çarpanı yaklaşımıdır. Bu yaklaşıma ilk defa öncülük edenler 1956 yılında konvektif kaynama üzerinde çalışmış olan Dengler ve Addoms'dur (Tang, 1997). Birkaç yıl sonra yapmış oldukları bu çalışmalarını yoğuşmaya adapte etmişlerdir. Bu yaklaşımdaki teorik hipotez; iki fazlı halka akış yoğuşma işlemindeki ısı transferinin akışkanın tek fazlı akıştaki ısı transferine benzer olmasıdır. Aralarındaki oran ise iki faz çarpanı ile belirlenmiştir. 1949 yılında ise Lockhart ve Martinelli iki faz çarpanı yaklaşımını, iki fazlı akıştaki basınç düşüşünü hesaplamak için kullanmışlardır (Dobson, 1994). Dittus ve Boelter, 1930 yılında iki fazlı akıştaki ısı transfer katsayısını, iki faz çarpanı kullanarak modifiye ettiği tek fazlı ısı transfer katsayısı bağıntısını kullanarak hesaplamışlardır (Dobson, 1994).

Buna göre;

$$Nu = 0.023 Re_l^n Pr_l^m \Psi \quad (2.109)$$

$\Psi$  iki faz çarpanı ise aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\Psi = \frac{h_{TP}}{h_l} = F \left( x, \frac{\rho_l}{\rho_g}, \frac{\mu_l}{\mu_g}, Fr_l, \dots \right) \quad (2.110)$$

Bu denklemdeki iki faz çarpanı türbülanslı akışta geçerlidir ve temelinde ısı ve momentum transfer arasındaki benzeşim vardır. Aynı benzeşim, iki fazlı akış bağıntılarının geliştirilmesinde de kullanılmıştır.

En fazla kullanılan iki fazlı akış bağıntılarından birisi de Shah tarafından 1979 yılında geliştirilmiş olan bağıntıdır.

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[ 1 + \frac{3.8}{P_{red}^{0.38}} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.76} \right] \quad (2.111)$$

Bağıntıdaki parantez içerisindeki terim iki faz çarpanıdır. Kuruluk derecesi 1'e yaklaşırken bu terim 1 olmaktadır. Bu durumda da tek fazlı akış halindeki bağıntı elde edilmektedir.  $P_{red}$  arttıkça, sıvı ve buhar fazının özellikleri birbirine benzer olduğundan dolayı iki faz çarpanı küçülmektedir. Shah'ın diğer bir iki faz çarpanı bağıntısı ise;

$$\psi = \frac{1.8}{\left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5}} \quad (2.112)$$

Bu iki faz çarpanı ise Shah'ın kaynama ile yaptığı çalışmalarında kullanılmıştır. Shah'ın çalışmalarında elde ettiği ilk bağıntılar, kabarcıksız kaynama ile yoğuşmanın birbirlerine olan benzerlikleri temel alınarak elde edilmiştir. Bu durumda konvektif kaynama için geçerli olan tüm bağıntıları devamlı yoğuşma işlemine uydurmuştur. Bu bağıntılar, yoğuşma hattının girişinde boru yüzeyinin tamamen ıslak olduğu durumlar için geçerlidir.

Shah'ın kullandığı bağıntılarda  $P_{red}$  yerine  $\rho_g/\rho_l$  kullanıldığında teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farkta bir azalma meydana gelmiştir.

Shah, 1979 yılında yapmış olduğu çalışma ile elde ettiği sonuçlarla geliştirmiş olduğu bağıntılar; su, R11, R12, R22, R113, metanol, etanol, toluen, trikloretilen ve benzen için yatay ve dikey borularda oluşan halka akış için doğru sonuç vermektedir (Tang, 1997). Ortalama sapma bu bağıntılarda %15.7'dir. Ayrıca Shah'ın deneylerinde R22 için aşağıdaki şartlar yerine getirildiğinde oldukça doğru sonuçlar elde edilmiştir.

$$U_g > 3 \text{ m/s}$$

$$Re_l > 350$$

$$Re_g > 35,000$$

$$0.002 < P_{red} < 0.44$$

Başka bir iki faz çarpanı kullanılan çalışma Cavallini ve Zecchin tarafından 1974 yılında yapılmıştır (Dobson, 1994). Bu çalışmada teorik olarak halka akışın analizi yapılmış ve buradaki boyutsuz sayılar gerekli bağıntıların bulunmasında kullanılmıştır. Regresyon analizi kullanarak elde edilen bağıntıyı sadeleştirerek aşağıdaki şekline getirmişleridir.

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \quad (2.113)$$

Burada;  $Re_{eq}$ ,

$$Re_{eq} = Re_l + \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} Re_v \quad (2.114)$$

Dobson (1998) çalışmasında, Cavallini ve Zecchin bağıntısını iki fazlı çarpan şekline döndürmüş ve bağıntı aşağıdaki hale gelmiştir.

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left\{ 2.64 \left[ 1 + \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{x}{1-x} \right) \right] \right\}^{0.8} \quad (2.115)$$

Cavallini ve Zecchin'in bağıntısı R11, R12, R21, R22, R114, R113 için  $\rho_l/\rho_g$  oranı 11 ile 314 arasında ve  $Re_l$ 'nin 7,000 ile 53,000 arasında oldukça doğru sonuçlar vermektedir. Ortalama olarak değerlerdeki sapma miktarı, %8 ile % 47 arasındadır. Ayrıca yukarıda belirtilen sınırlar içinde bu bağıntılar ile, halokarbon soğutucu akışkanlar için daha doğru sonuçlar elde edilmektedir.

Eckels 1991 yılında yapmış olduğu çalışmasında yüzey sıcaklıklarını ölçmek yerine akışkan sıcaklıklarını ölçerek ortalama ısı transfer katsayısını hesaplamıştır (Tang, 1997). Ayrıca Eckels R12 ve R134a'nın deneysel sonuçlarını Shah, Traviss ve Cavallini-Zecchin bağıntıları ile karşılaştırmıştır. Eckers, bu bağıntıların, düşük kütleli akılarda daha düşük, yüksek kütleli akılarda ise daha yüksek Nusselt değerleri verdiğini belirtmiştir. Bundan dolayı Eckers yeni bir bağıntı geliştirmiştir.

$$Nu = 2.597 Re_{eq}^{0.507} \left[ \frac{\Delta x}{l} \right]^{0.198} P_{cr}^{-0.14} \quad (2.116)$$

Burada  $Re_{eq}$ ;

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_H}{\mu} \quad (2.117)$$

$$G_{eq} = G \left[ \bar{x} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + (1 - \bar{x}) \right] \quad (2.118)$$

Buradaki  $P_{cr}$  akışkanın kritik basıncıdır. Bağıntı yeniden düzenlenirse aşağıdaki hale gelir.

$$Nu = 2.597 Re_{eq}^{0.507} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{\bar{x}}{1 - \bar{x}} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{0.507} \left[ \frac{\Delta x}{l} \right]^{0.198} P_{cr}^{-0.14} \right\} \quad (2.119)$$

Parantez içerisindeki terim iki faz çarpanı olup, buradaki  $P_{cr}$ , Shah'ın bağıntısındaki  $P_{red}$  ile

aynı etkiyi vermektedir. Ayrıca kuruluk derecesindeki, birim uzunluk boyunca meydana gelen değişim ile ısı akısı daha doğru olarak hesaplanabilmektedir.

Eckers'a göre Shah, Traviss ve Cavallini-Zecchin bağıntıları, ısı transfer katsayısı ve kütle akısı arasındaki ilişkiyi tam anlamıyla belirlemede yetersiz kalmıştır.

Halka akış için diğer bir bağıntıyı 1994 yılında Dobson geliştirmiştir.

$$Nu = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.4} \left[ 1 + \frac{2.22}{X_u^{0.889}} \right] \quad (2.120)$$

Dobson bu bağıntısı ile R22, R134a ve R410A için tüm deneysel değerler için elde ettiği sonuçların deneysel sonuçlardan sapması ortalama %4.5'tir. Ayrıca Dobson, bu bağıntı ile deneysel sonuçlara, Shah, Traviss, Cavallini-Zecchin ve Chen'in bağıntılarından daha yakın sonuçlar elde ettiğini belirtmiştir. Dobson, kayma gerilmesi ve sınır tabaka yaklaşımları ile elde edilen analitik bağıntılar yerine ampirik yollar ile elde edilen bağıntıları kullanmıştır. Dobson, örnek olarak Traviss'in teorik bağıntısını kullanmıştır. Dobson'un halka akış için Traviss'in analizinden geliştirdiği son bağıntı deneysel sonuçlara oldukça yaklaşmıştır. Ayrıca Traviss'in bağıntılarının ampirik olarak uydurarak, iki fazlı basınç kayıpları içinde kullanmıştır. Ayrıca Dobson bu bağıntılarda Traviss'in yapmış olduğu kabullerin halka akış olduğunda ısı transfer katsayısına oldukça az miktarda etki ettiğini kanıtlamıştır. Dobson'un en büyük iddialarından birisi, ısı transfer katsayısındaki en büyük değişikliğin, duvar yakınındaki sıvı tabakasında meydana geldiğidir. Sıvı tabakasından uzaklaştıkça ısı transfer katsayısındaki değişimlerde azalmaktadır. Dobson'un, çalışmalarındaki en fazla teorik yaklaşımı bu sıvı tabakası ile ilgilidir. Ancak sıvı tabakasının çok ince olmasından dolayı, teorik ve analitik yaklaşımlar arasındaki farklarda çok küçük olmuştur.

Dobson ve Chato (1993), momentum ve ısı transferi benzerliğinden yararlanarak yeni bir ısı taşınım katsayısı bağıntısı ifade etmişlerdir. Bu bağıntı ile ısı taşınım katsayısını  $\pm$  %4.5 sapma ile hesaplayabilmişlerdir.

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3} \frac{2.61}{X_u^{0.805}} \quad (2.121)$$

Dongsoo Jung ve arkadaşlarının (2002) yapmış olduğu çalışmalar sonucunda, Dobson ve Chato tarafından ifade edilmiş bağıntı kaynama sayısı (Boiling sayısı) eklenerek daha da geliştirilmiştir. Elde edilen teorik sonuçlar, deneylerden elde edilen sonuçlara oldukça uyumaktadır. Teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama sapma yaklaşık olarak %10 gibi oldukça düşüktür. Dongsoo Jung ve arkadaşlarının kullandığı kaynama sayısı

aşağıda ifade edilmiştir.

$$Bo = HFMR = \frac{(q/A)}{Gh_{fg}} \quad (2.122)$$

Elde edilen yeni bağıntı ise;

$$\frac{h}{h_l} = \left[ 1 + \frac{2}{X_u} \right]^{0.81} HFMR^{0.33} \quad (2.123)$$

#### 2.4.1.2 Kayma Temelli Yaklaşımlar :

Bu yaklaşımla ilk çalışmalar 1951 yılında Carpenter ve Colburn tarafından yapılmıştır (Dobson, 1994). Bu çalışmada, türbülanslı sıvı akışındaki ısı transferine olan direnç, tamamen laminer sıvı tabakasının içerisindeki direnç ile aynıdır. Bu yaklaşıma göre; yerel bir Nusselt sayısı bağıntısı geliştirmişlerdir.

$$Nu = b \frac{\sqrt{\tau_w} D}{\rho_l \nu_l} Pr_l^m = b D^+ Pr_l^m \quad (2.124)$$

Buradaki b ve m ampirik olarak hesaplanmış ve sırasıyla 0.043 ve 0.5 olarak bulunmuştur. Soliman'a göre buradaki kayma gerilmesi, yerçekimi, hızlanma (hal değişimi) ve yerçekimi bileşenlerinin toplamından meydana gelmektedir.

$$\tau_w = \tau_f + \tau_{acc} + \tau_{grav} \quad (2.125)$$

Soliman'ın 1968 yılında yapmış olduğu çalışmaya göre Carpenter ve Colburn'un, zorlanmış konveksiyon ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan hızlanma kayma bileşeni doğru değildir (Dobson, 1994). Soliman, Carpenter ve Colburn'un çalışmalarındaki, halka akıştaki ısı transferi katsayısının hesaplanmasına yönelik bağıntılardan, kendi yarı ampirik ısı transfer katsayısı bağıntılarını geliştirme çalışmalarında yararlanmışlardır. Soliman ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmalarında Carpenter-Colburn bağıntısını doğru olarak kabul etmişler ve doğruluğunu birkaç farklı yöntemle kanıtlamışlardır. İlk olarak bağıntının, faz değişiminden dolayı olan duvar kayma gerilmesini doğru olarak hesaplayabildiğini kanıtlamışlardır. Sonuçlar doğrultusunda, Soliman ve arkadaşları, düşük kuruluk derecelerinde faz değişimden kaynaklanan duvar kayma gerilmesinin, sürtünmeden dolayı meydana gelen kayma gerilmesine göre oldukça küçük olduğundan dolayı ihmal edilebileceği kararını verdiler. İkinci olarak, sürtünmeye bağlı basınç düşüşü için bağıntıyı iyileştirdiler. Üçüncü olarak diğer araştırmacıların verilerini, yeni b ve m değerleri hesaplayabilmek için kullandılar. Bağıntının



son hali aşağıdaki şekli almıştır;

$$Nu = 0.036 D^+ Pr_l^{0.65} \quad (2.126)$$

Düzeltilmiş duvar kayma gerilmesinden yararlanarak ve yerçekimi kayma gerilmesini ihmal ederek (tamamen yatay akış) geliştirmiş oldukları yeni bağıntı;

$$Nu = 0.036 Re_{lo} Pr_l^{0.65} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left[ \frac{2(0.46)x^2}{Re_v^{0.2}} \Phi_v^2 + Bo \sum_{n=1}^5 a_n \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{n/3} \right]^{0.5} \quad (2.127)$$

Burada;

$$a_1 = x(2 - \beta) - 1 \quad (2.128)$$

$$a_2 = 2(1 - x) \quad (2.129)$$

$$a_3 = 2(\beta - 1)(x - 1) \quad (2.130)$$

$$a_4 = (1/x) - 3 + 2x \quad (2.131)$$

$$a_5 = \beta \left[ 2 - \frac{1}{x} - x \right] \quad (2.132)$$

$$\beta = (\text{Ara yüzey hızı}) / (\text{ortalama film hızı}) = 1.25 \text{ (Türbülanslı akış)} \quad (2.133)$$

Soliman ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmalarda; buhar, R22, R113, etanol, toluen ve trikloretilen kullanılmıştır. Ortalama sapmaları oldukça yüksek olan sonuçlar için istatistiksel bir değer verilmemiştir.

Chen ve arkadaşlarının 1987 yılında, dikey akıştaki yoğuşma için, içerisinde asimptotik modeller bütünleştirilerek elde edilen etkileri de içeren genel bir bağıntı geliştirmişlerdir (Tang, 1997). Carey'in 1992 yılında yapmış olduğu gibi kendi bağıntılarını yatay konumdaki akışa uygun olan kayma gerilmesini temel alarak geliştirmişlerdir. Bu bağıntılar da, Soliman tarafından geliştirilmiş olan bağıntıları kullanmışlardır. İlk olarak, normalde halka akışın meydana gelebileceği tahmin edilen daha yüksek kuruluk derecelerinde ihmal edilebilen, hızlanma terimini tamamen ihmal etmişlerdir. İkinci olarak basınç kaybı modelini Dukler'in 1960 yılındaki basınç düşüşü modeli ile değiştirmişlerdir. Sonuç olarak bağıntı aşağıdaki halini almıştır.

$$Nu = 0.018 \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.39} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.078} Re_l^{0.2} [Re_{lo} - Re_l]^{0.7} Pr_l^{0.65} \quad (2.134)$$

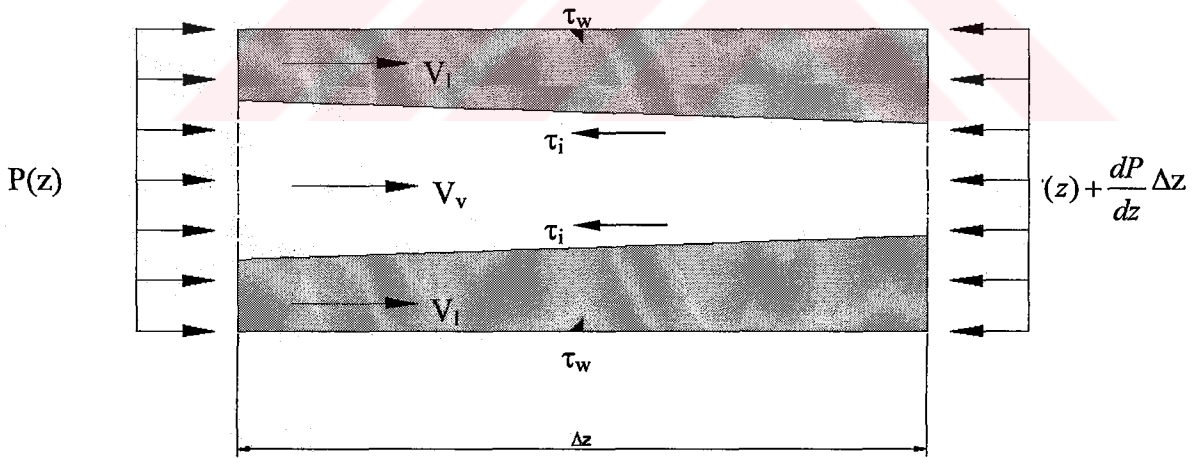
### 2.4.1.3 Sınır Tabaka Analizi Yaklaşımı :

Sınır tabaka analizi yaklaşımı, halka akıştaki, en teorik yaklaşım biçimidir. Bu analizler, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözülüp sadeleştirilmesi ile elde edilir. Bu tür analizlere örnek olarak, Dukler'in 1960 yılında ve Traviss ve arkadaşlarının 1973 yılında yaptıkları çalışmalar gösterilebilir (Tang, 1997). Bu araştırmacıların yaklaşımları birbirine oldukça benzerdir. Aralarındaki farklar sadece detaylardaki farklılıklar ile sınırlıdır. Aralarından Traviss'in çalışması en fazla kullanılan çalışma olduğundan detaylı olarak sadece Traviss'in çalışması incelenecek ve diğer yaklaşımlar ile aralarındaki farklılıklar incelenecektir.

Traviss'in çalışmasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Tek fazlı buru içerisindeki akıştan iki fazdaki sıvı filmine kadar evrensel hız profilinin ekstrapolasyonu geçerlidir.
2. Asimetrik bir halka akışı vardır.
3. Halkanın içerisinde akan buharda hiç sıvı bulunmamaktadır.
4. Film içerisinde kartezyen koordinatları uygulanabilmektedir.

Traviss çalışmasında Şekil 2.17'deki diferansiyel elemanı incelemiştir.



Şekil 2.17 Traviss'in incelediği diferansiyel eleman

Traviss, akışın türbülanslı olduğunu kabul ederek, kesitteki buhar difüzyonunun daha baskın hale gelmesini sağlamıştır. Buna göre,

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \underbrace{\rho_l C_{p,l} (\alpha_l + \varepsilon_h)}_{\dot{q}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (2.135)$$

Parantez içerisindeki terim, “q” ısı akısıdır. “y” ise duvardan borunun eksenine olan uzaklık ifade etmektedir. Yukarıdaki denklemde y yönünde ısı akısının sabit olduğu görülmektedir. Bu denklem ısı transfer katsayısı için, tekrar düzenlenir ve quadrature şeklinde tekrar çözümlerse elde edilen denklem;

$$\int_{T_w}^{T_{sat}} \frac{dT}{q''} = \frac{1}{h} = \int_0^{\delta} \frac{dy}{\rho_l C_{p,l} (\alpha_l + \epsilon_h)} \quad (2.136)$$

Denklem, duvar koordinatlarına dönüştürülmüş ( $y, \delta$  ve  $u$ , türbülans uzunluğu olan  $v_l/u_\tau$  ile bölünerek boyutsuz hale getirilir. Buradaki  $v_l$  sıvı viskozitesi,  $u_\tau$  ise sürtünme hızıdır.) ve türbülans akıştaki Prandtl sayısı ( $\epsilon_m/\epsilon_h$ ) tanımlanarak denklem yeniden düzenlenmiştir.

$$\frac{\rho_l C_{p,l} u_\tau}{h} = \frac{1}{St} = \int_0^{\delta^+} \frac{dy^+}{1/Pr_l + 1/Pr_t + (\epsilon_m/v_l)} \quad (2.137)$$

Eğer boyutsuz film kalınlığı  $\delta^+$ , türbülanslı akıştaki Pr sayısı ve  $\epsilon_m$ 'nin  $y$  ile olan değişimi bilinirse, Stanton sayısı (kolayca Nusselt sayısına geçiş yapılabilir) kolayca bulunabilir. Traviss analizinin geri kalan kısmında, korunum denklemleri çözümlenerek, bilinmeyen bu parametrelerde hesaplanmıştır.

Film içerisine başka sıvının girmedığı kabul edilip, sıvı filminin korunumu duvar aşağıdaki şekilde yazılır.

$$Re_l = 4 \int_0^{\delta^+} u^+ dy^+ \quad (2.138)$$

Bu ifade, Von Karman universal hız dağılımı ile birleştirilerek, bilinen  $Re_l$  sayısı ile bilinmeyen  $\delta^+$  ile aralarında eşsiz bir ilişki kurulur.

Türbülanslı akıştaki, kayma gerilmesine bağlı olarak meydana çıkan eddy etkisi ise aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\tau = \rho_l (v_l + \epsilon_m) \frac{du}{dy} \quad (2.139)$$

Duvar koordinatlarında, bu ifade tekrar yazılırsa,

$$\frac{\epsilon_m}{v_l} + 1 = \frac{(\tau/\tau_w)}{du^+/dy^+} \quad (2.140)$$

Akışın bilinen parametrelerinden biri olan  $(\tau/\tau_w)$  parametresini çözmek için, birden fazla momentum denklemlerinin çözülmesi gerekir.

İlk olarak şekil 2.17'deki diferansiyel eleman üzerinde, momentum denklemini bütün boru kesit alanı boyunca uygulanırsa, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{\tau_w S_w}{A_c} + G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] = - \left( \frac{dP}{dz} \right)_f - \left( \frac{dP}{dz} \right)_{acc} \quad (2.141)$$

Yukarıdaki denklem, boru boyunca toplam basınç kaybını verdiği gibi, denklemin sağ tarafı ise basınç düşüşü sürtünmeden ve hal değişiminden olan basınç düşüşü olarak iki bileşene ayrılmıştır. Borunun tam olarak yatay olmasından dolayı basınç düşüşüne yerçekimi etkisi dahil edilmemiştir. Sıvı filminin tamamına momentum korunumu uygulandığında, elde edilen denklem aşağıdadır.

$$-\left( \frac{dP}{dz} \right) + \frac{\tau_i S_i}{A_c (1-\alpha)} - \frac{\tau_w S_w}{A_c (1-\alpha)} = \frac{G^2}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] - \frac{GV_i}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} (1-x) \quad (2.142)$$

Yukarıdaki denklem, sıvının basınç gradyeninden dolayı aktığını, ara yüzeydeki kayma gerilmesinin sıvıyı ileri doğru ittiğini, duvardaki kayma gerilmesinin sıvıyı yavaşlattığını, sıvı filminin başı v sonu arasında momentumun değiştiğini, Yoğuşan sıvının ara yüzeydeki momentumu arttırdığını göstermektedir. Traviss, denklem üzerinde geometrik olarak basitleştirmeler yaptıktan sonra yukarıdaki denklem aşağıdaki hale gelmiştir.

$$\tau_w = \tau_i + F_0 \delta \quad (2.143)$$

Burada  $F_0$ ;

$$F_0 = - \left( \frac{dP}{dz} \right) - \frac{G^2}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] + \frac{GV_i}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} (1-x) \quad (2.144)$$

Traviss ve arkadaşları 1973 yılında, sıvı filminin bir parçası boyunca ara yüzeyden herhangi bir  $y$  uzaklığına kadar momentum denklemini uyguladılar. Elde edilen denklem;

$$\tau_w = \tau_i + F_0 (\delta - y) \quad (2.145)$$

Yukarıdaki denklem ise, kalınlığı önemli olmayan bir sıvı filmindeki kontrol hacminin (Şekil 2.17'deki gibi) başı ve sonu arasındaki momentum değişimi ifade etmektedir. Eğer  $y$  değeri  $\delta$  sıvı filmi kalınlığına yakın bir değerde ise elde edilen sonuçlar yanlış çıkabilir.

Nusselt sayısı olarak elde edilen denklemin son biçimi aşağıdaki gibidir.

$$Nu = \frac{hD}{k_l} = \frac{D^+ Pr_l}{F_2(Re_l, Pr_l)} \quad (2.146)$$

Burada;

$$F_2 = \int_0^{\delta^+} \frac{dy^+}{1/Pr_l + 1/Pr_l + (\varepsilon_m/\nu_l)} \quad (2.147)$$

Von Karman hız profilinin uygulanması ile  $F_2$  çözülmüştür. Buna göre  $F_2$  :

$$Re_l < 50 \quad F_2 = 0.707 Pr_l Re_l^{0.5} \quad (2.148)$$

$$50 < Re_l < 1125 \quad F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln[1 + Pr_l(0.09636 Re_l^{0.585} - 1)] \quad (2.149)$$

$$Re_l > 1125 \quad F_2 = 5[Pr_l + \ln(1 + 5 Pr_l)] + 2.5 \ln(0.00313 Re_l^{0.812}) + 2.5 \ln \left\{ \frac{[M(30 - 2.5/Pr_l) - 0.095 Re_l^{0.812}]}{[M(0.095 Re_l^{0.812} - 2.5/Pr_l) - 0.095 Re_l^{0.812}]} \right\} \quad (2.150)$$

Üçüncü denklemdaki M değeri aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$M = \frac{F_o \delta^+ \nu_l}{\tau_w u^+} = 1 - \frac{\tau_i}{\tau_w} \quad (2.151)$$

Buradaki M değeri, Yoğuşandan dolayı sıvı tabakasındaki momentum artışından dolayı, duvardaki kayma gerilmesine göre ara yüzey kayma gerilmesindeki bağıl momentum azalmasını ifade etmektedir. Bu terimin bulunduğu denklem, faz değişiminden dolayı meydana gelen momentum değişimlerinden etkilenmemektedir. Denklemdaki dördüncü terimin, diğer üç terim ile karşılaştırıldığında, Traviss, çok düşük kuruluk derecelerinde ve çok yüksek yoğuşma miktarlarında Pr'nin 1'den büyük olduğu durumlarda M sayısının ihmal edilebileceğini ifade etmiştir. Halka akış, çok küçük kuruluk derecelerinde olduğundan, Traviss'in bu denklemi sadece ilk 3 terimi ile kullanılmaktadır. Dördüncü terimin önemli olduğu durumlarda boşluk oranı modeli kabul edilir. Bu durumda ısı akısının hesaplanması için M değerinin bilinmesi gerekmektedir.

Traviss ve arkadaşlarının yapmış olduğu analiz sadece halka akış için yapılmamıştır. 1969 yılında Abis bu analize benzer bir analizi tezinde yapmıştır (Bonhomme, 1991). Azer 1972 yılında, Said ise 1982 ve 1983 yıllarında yapmış oldukları çalışmalarında bu analizden yararlanmış ve sonradan analiz üzerinde daha hassas bir şekilde çalışmışlardır (Tang,1997). Bu çalışmalarda, Traviss kullanmış olduğu universal hız profili ve momentum basınç kaybını, bu araştırmacılar kendi çalışmalarındaki analizlerinde de kullanmışlardır.

Bununla beraber bu araştırmacıların analizlerinde, Traviss'in analizinden farklı olarak silindirik koordinatlar kullanılmıştır. Bundan dolayı da bu araştırmacılar analizlerini nümerik olarak yapmışlardır. Traviss tarafından Nusselt sayısı üzerinde etkisi olduğu söylenen faktörlerden birçoğu daha sonraki araştırmacılar tarafından çalışmalarında kullanılmamıştır. Kosty ve Staub'un 1971 yılında yapmış oldukları çalışmalarında, faz değişiminden kaynaklanan momentum değişimini hesaplarına katmadan ( $M=0$ ), Traviss'in ulaşmış olduğu sonuca benzer bir sonuca ulaşmışlardır (Tang,1997).

Dukler (1960), halka akış yoğuşması problemini çözmek için benzer bir yöntem kullanmıştır. Traviss'in çalışması ile bu çalışması arasındaki en büyük fark, Eddy diffüzivitesinin, türbülanslı akış profili yerine tek fazlı kanal akışından ekstrapolasyon ile bulunmasıdır. Bu farklılık çözüm yolunu değiştirmekle beraber en son elde edilen ana sonuçta büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Nümerik olarak çözüme ulaşılmış, bununla beraber sonuçlar tablolar ve grafikler ile de ifade edilebilmiştir.

Yukarıda bahsedilen her bir çözüm sonucunda, Nusselt sayısı, içinde bilinmeyen parametre olan  $D^+$  parametresine bağlıydı. Bu, çözüme yaklaşmak için basınç düşüşü modelinde kabuller yapmak anlamındaydı. Eğer basınç düşüşü modeli olarak Lockhart-Martinelli tarafından geliştirilmiş olan iki faz çarpanı modeli kabul edilirse, elde edilen Nusselt Sayıları aşağıdaki gibidir.

$$Nu = \frac{\sqrt{0.023} Re_l^{0.9} Pr_l \phi_l(X_u)}{F_2(Re_l, X_u)} \quad (2.152)$$

$$Nu = \frac{\sqrt{0.023} Re_l^{0.9} Pr_l \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \phi_g(X_u)}{F_2(Re_l, X_u)} \quad (2.153)$$

İki fazlı basınç düşüşü modelleri, çözümün her bir basamağında daha kararsız hale geldiği için elde edilen sonuçlarda büyük hatalar yapmak mümkündür. Bunun üzerine Traviss, Soliman tarafından geliştirilmiş olan iki faz çarpanı bağıntısından yararlanarak Lochart – Martinelli sonuçlarını uygun hale getirdi (Tang, 1997). Sonuç ifadesi olarak Nusselt Sayısı :

$$Nu = \frac{Re_l^{0.9} Pr_l}{F_2} \left[ 0.15 \left( \frac{1}{X_u} + \frac{2.85}{X_u^{0.476}} \right) \right] \quad (2.154)$$

Sonuç olarak bu bağıntı ile küçük kuruluk derecelerinde yada  $X_{tt}$ 'nin büyük değerlerinde doğru sonuçlar elde edildi. Ancak büyük kuruluk derecelerinde ve  $X_{tt}$ 'nin küçük değerlerinde

gerçekten daha yüksek Nusselt sayıları elde edildi. Traviss,  $X_{tt} > 0.155$  için bu bağıntının hesaplamalarda kullanılabileceğini,  $X_{tt} < 0.115$  olduğu durumda ise parantez içerisindeki terimin kuvvetinin 1.15 olacak şekilde tekrar hesaplanarak kullanılmasını önerdi.

## 2.5 Halka-Sisli Akış Yoğuşması :

Buhar hızı yeteri derecede yüksek olduğunda, sıvı buhar ara yüzeyindeki dalgaların tepeleri koparak küçük damlacıklar halinde halkanın iç kısmından akan buhar akışına katılırlar. Bu durum ısı transferine etki ettiğinden dolayı literatürde konu üzerinde araştırmalar mevcuttur.

Birçok araştırmacı buhar akışındaki sıvı damlacıklarının etkisini vurgulamıştı. Shah ve Traviss, her ikisi de bu durumun sıvı filminde incelmeye neden olduğundan dolayı, iki araştırmacıda iletimle olan ısı transferinde direncin kalınlıkla orantılı olduğu temeline dayanarak ısı transferini arttıracığını belirtmişlerdir (Carey, 1992).

Carey (1992) yapmış olduğu çalışmada boru çeperinde sıvı halkasının, buhar akışında da sıvı damlacıklarının olduğunu ifade etmiştir. Bu durumda ısı transfer mekanizması normal halka akışıyla aynı olmaktadır. Eğer durum böyle ise, ısı transferini anlayabilmek için bir önceki bölümde yapılmış olan analizleri tekrardan gözden geçirmek gerekmektedir. Birinci bilinmesi gereken ise buhar akışına katılmış olan sıvı damlacıklarının miktarıdır. Sıvı miktarı belirlenirse sıvı filminin kalınlığı doğru olarak belirlenebilir.

Sisli-halka akış için ikinci bir görüş ise, 1982 yılında Soliman tarafından belirtilmiştir. (Carey,1992) Soliman'a göre büyük kuruluk derecelerinde ve büyük kütlelesel akılarda, duvardaki sıvı filminin yaklaşık olarak tamamı, buhar akışına damlacıklar halinde katılmıştır. Boru çeperinde sıvı filminin bulunmadığı kabul edilmiştir. Soliman bu şartlar için halka akıştan saf sisli akışa geçiş için bir parametre belirlemiştir. Soliman ilk olarak, daha önce bölüm 2.3.4'de anlatılan Weber sayısını kullanarak, daha önce sisli akışta çalışmalar yapmış olan araştırmacıların verileri ile  $We_{so}$  sayısını, daha sonrada halka akış için ifade edilmiş olan ısı transfer katsayısı bağıntılarını kullanarak bütün veriler için ısı taşınım katsayısını hesaplamıştır. Deneysel ısı transfer katsayısı ile teorik olarak hesaplanan ısı transfer katsayısı oranının  $We_{so}$  ile değişimini açıklamıştır. Yaptığı çalışmalar sonucunda Soliman, eldeki ısı transfer katsayısı bağıntılarının  $We_{so} < 30$  olduğu durumlarda geçerli olduğunu ifade etmiştir.

Soliman, boru çeperinde sıvı filminin olmadığı, buhar ve sıvı damlacıklarının termodinamik olarak dengede olduğunu kabul ederek, sisli akış için ısı transferi bağıntısı geliştirmiştir. Bu durumda ısı transferi sadece boru çeperlerinden yapılmaktadır. Boru çeperine geri dönen sıvı damlacıkları buhar akışının kayma etkisinden dolayı hemen parçalanıp buhar akışına tekrar

katılmaktadır. Bu durumda ısı transferi çeperde, kuru bir bölge üzerinden yapıldığı söylenebilir. Soliman, buradaki ısı transferi kayma kuvvetlerine bağlı olduğundan dolayı momentum transfer benzerliğini kullanarak, karışım Reynolds sayısını ve buhar Prandtl sayısını içeren yeni bir bağıntı geliştirmiştir. Bu bağıntıdaki sapma sıcaklıkla değiştiğinden dolayı bağıntıdaki bu etkiyi kaldırmak için, bağıntıya Jakob sayısını eklemiştir.

$$Nu = \frac{hD}{k_l} = 0.00345 Re_m^{0.9} Pr_v^{0.33} Ja_v^{-0.33} \quad (2.155)$$

$$Re_m = \frac{GD}{\mu_m} \quad (2.156)$$

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (2.157)$$

Soliman'ın çalışmasından sonra çalışma hakkında birçok soru sorulmaya başlandı. Bunlardan ilki, yoğuşma sırasında boru çeperinin devamlı kuru kalıp kalamayacağı ile ilgiliydi. Soliman, adyabatik şartlar altında bu durumun kabul edilebileceğini ifade etmiştir. Ayrıca çalışmasında başka bilim adamlarının verilerini kullanması da tartışmaya açıktı.

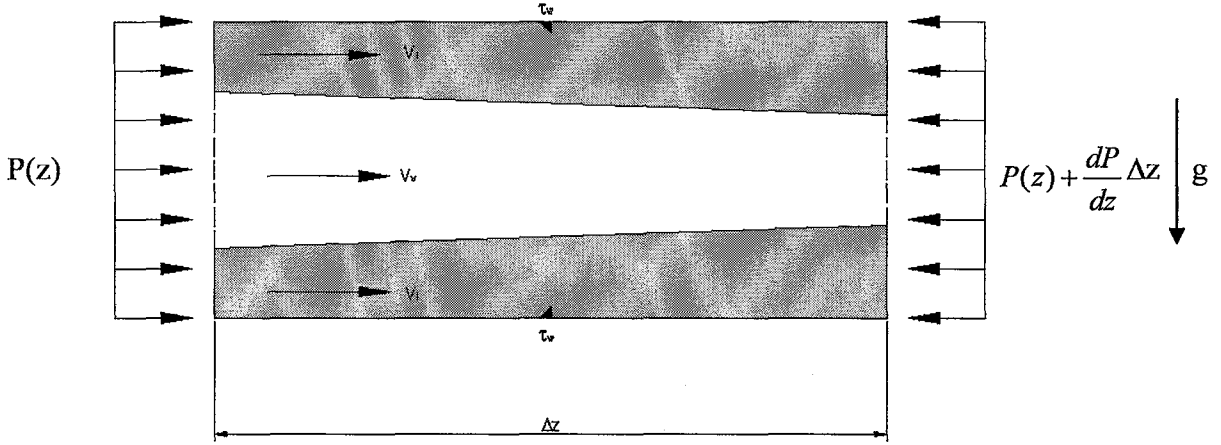
## 2.6 İki Fazlı Basınç Düşümü :

İki fazlı akışın akışkan dinamiği oldukça zor bir konu olduğundan, fazların birbirinden ayrı olarak aktığı iki fazlı akış modelinde, basınç düşüşünün tek boyutlu olarak hesaplanması oldukça yararlı olmaktadır. Bu tip bir modelde, akış halinde birbirinden farklı iki ayrı faz vardır ve fazların akış hızları kendi kesit alanlarındaki ortalama akış hızlarıdır. Bu durumda verilen kesitteki tüm basınç ve termodinamik özellikler sabit olarak kabul edilebilmektedir. Şekil 2.18'de böyle bir model gösterilmiştir.

Diferansiyel eleman için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_l \Big|_z - \dot{m}_l \Big|_{z+dz} + \dot{m}_g \Big|_z - \dot{m}_g \Big|_{z+dz} = 0 \quad (2.158)$$





Şekil 2.18 Diferansiyel Eleman

İlk terimlerden fazların kütesel debileri ise,

$$d\dot{m}_l = -d\dot{m}_v \quad (2.159)$$

Yatay bir akışta aksenal yönde kütle kuvvetleri etkili olamaz. Bundan dolayı; aksenal yöndeki momentum denklemi, diferansiyel elemana girişteki net momentum akısı ile diferansiyel elemana etki eden yüzey kuvvetleri arasındaki dengeyi ifade eder. Bu denklemi verilen bütün elemanlar için yazılarak;

$$\left( P|_z - P|_{z+\Delta z} \right) A_c - \tau_w S \Delta z = \left( \dot{m}_l u_l|_{z+\Delta z} + \dot{m}_l u_l|_z \right) + \left( \dot{m}_v u_v|_{z+\Delta z} - \dot{m}_v u_v|_z \right) \quad (2.160)$$

Bu terimleri Taylor serisi ile açıp tekrar düzenlersek;

$$-\frac{dP}{dz} = \underbrace{\frac{4\tau_w}{D}}_{(-dP/dz)_f} + \underbrace{\frac{1}{A_c} \frac{d}{dz} [m_l u_l + m_v u_v]}_{(-dP/dz)_{acc}} \quad (2.161)$$

Sağ taraftaki ilk terim, sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç gradyenini, ikinci terim ise faz değişiminden meydana gelen basınç düşüşünü ifade etmektedir. Faz değişimine bağlı olan terim ayrıca , faz değişiminden dolayı sıvının yada buharın hızlarında artma yada azalmaya neden olduğundan hızlanma terimi olarak da adlandırılmaktadır. Yoğuşma prosesinde, faz değişimi hızlarda azalmaya ve basınçta ise artışa neden olmaktadır.

Lockhart ve Martinelli, 1947 yılında yapmış oldukları çalışmalarında iki fazlı akışta sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşünün hesaplanması için yeni bir bağıntı önermişlerdir (Dobson, 1994). Yaptıkları bu çalışmada; gerçek iki fazlı sürtünme basınç gradyenini, tek fazlı akıştaki basınç gradyeni ile ilişkilendiren bir iki faz çarpanı tanımladılar. Bu iki faz çarpanını, birçok biçimde tanımladılar;

$$\phi_1^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_l} \quad (2.162)$$

$$\phi_{1o}^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_{1o}} \quad (2.163)$$

$$\phi_g^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_v} \quad (2.164)$$

$$\phi_{go}^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_{go}} \quad (2.165)$$

Bu iki fazlı çarpanlarının her birinin payında gerçek iki fazlı sürtünme basınç gradyeni terimi, payda kısmında ise tek fazlı sürtünme basınç gradyeni terimi bulunmaktadır. Buradaki 1 indisi; iki fazlı basınç çarpanının sadece sıvı kütleli akıya göre hesaplandığını ifade ederken, lo indisi ise çarpanın bütün akış kütlelerinin sıvı olarak düşünülmesi ile hesaplandığını ifade eder. g ve go alt indisleri ise yapılan hesapların sıvılardakine benzer şekilde bu sefer buhar kütlelerine göre hesaplandığını ifade etmektedir.

Tek bir fazlı akış için basınç kaybı terimi;

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{2fG^2}{\rho D} \quad (2.166)$$

Laminer ve türbülanslı akış için buradaki sürtünme faktörü f, Reynolds sayısının fonksiyonu olarak hesaplanır.

$$f = \frac{a}{\text{Re}^n} \quad (2.167)$$

Buradaki a ve n'nin yaklaşık değerleri; Laminer akışta a=16, n=1 ve Türbülanslı akışta a=0.046 ve n=0.2'dir. Türbülanslı akış Re>2300 olduğu durumlarda geçerlidir.

Lockhart ve Martinelli, bu iki fazlı çarpanının sıvı ve buhar basınç gradyenlerinin oranına bağlı olduğunu ifade ettiler. Buna göre;

$$X^2 = \frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_v} = \frac{\frac{2a_l}{\text{Re}_l^{n,l}} \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l D}}{\frac{2a_v}{\text{Re}_v^{n,v}} \frac{G^2 x^2}{\rho_v D}} = \frac{a_l}{a_v} \frac{\mu_l^{n,l}}{\mu_v^{n,v}} \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{(1-x)^{2-n,l}}{x^{2-n,v}} \quad (2.168)$$

Buradaki çarpan akışın türbülanslı yada laminer olmasının önemli olmadığı en genel halindedir. Akış modelinin önemli olduğu durumlardaki Lockhart-Martinelli sayısı; türbülans-türbülans akışlarda  $X_{tt}$ , yada türbülans-laminer  $X_{tl}$ , laminer-türbülans  $X_{lt}$ , laminer-laminer  $X_{ll}$  olur. Bunlar ise;

$$X_u = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad (2.169)$$

$$X_u = 18.65 \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \frac{Re_v^{0.1}}{Re_l^{0.5}} \quad (2.170)$$

$$X_u = \frac{1}{18.65} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \frac{Re_v^{0.1}}{Re_l^{0.5}} \quad (2.171)$$

$$X_u = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.5} \quad (2.172)$$

Lockhart – Martinelli çarpanı ile daha sonra Chisholm tarafından; hava-su, yada yağ-su karışımlarının adyabatik ortamdaki akış esnasındaki basınç kaybının hesaplanmasında da kullanılmıştır(Tang, 1997). Chisholm'a göre;

$$\phi_{lo}^2 = \left[ 1 + x \left( \frac{v_v - v_l}{v_l} \right) \right] \left[ 1 + x \left( \frac{\mu_l - \mu_v}{\mu_v} \right) \right]^{-0.25} \quad (2.173)$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (2.174)$$

$$\phi_g^2 = 1 + CX_u + X_u^2 \quad (2.175)$$

$$C = \left[ 0.75 + \left( \frac{2000}{G} - 0.75 \right) \left( \frac{V_v - V_l}{V_l} \right)^{0.5} \right] \left[ \left( \frac{V_v}{V_l} \right)^{0.5} + \left( \frac{V_l}{V_v} \right)^{0.5} \right] \quad (2.176)$$

Buradaki C değerleri akış şekline göre aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

Çizelge 2.1 Akış şekline göre C katsayısı

Sıvı Fazı	Buhar Fazı	C
Türbülans	Türbülans	20
Laminar	Türbülans	12
Türbülans	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Ayrıca Butterworth, Lockhart-Martinelli çarpanını, boşluk oranını hesaplamak çalışmasında kullanmıştır.(Dobson, 1994) Buna göre;

$$\alpha = \frac{1}{1 + 0.28x^{0.71}} \quad (2.177)$$

Daha sonraları birçok araştırmacının, iki faz çarpanının kütle akısı ile değiştiğini bildirmesine rağmen, halen temel Lockhart – Martinelli yaklaşımı oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Lockhart ve Martinelli verileri, hal değişiminden kaynaklanan basınç düşüşünün meydana gelmediği adyabatik şartlarda elde edilmiştir. Martinelli ve Nelson 1948 yılında, kaynama esnasındaki basınç düşüşü üzerine çalışmışlardır (Tang, 1997). Bu çalışmalarda sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşünün, adyabatik şartlardaki basınç düşüşü ile tamamen aynı olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumda basınç kaybı sadece hal değişimi bileşeninden oluşacaktı. Giriş şartlarının “i” indisi ile çıkış şartlarının o indisi ile gösterildiği bir faz değişimi prosesinde, hal değişimden dolayı meydana gelen basınç kaybı;

$$-\Delta P_{acc} = \int_{z_1}^{z_0} \frac{1}{A_c} \frac{d}{dz} [m_l V_l + m_v V_v] dz \quad (2.178)$$

Bu denklem, kütle akısı, buhar kuruluk derecesi ve boşluk oranı kullanarak geliştirilirse;

$$-\Delta P_{acc} = G^2 \left\{ \left[ \frac{x_o^2}{\rho_v \alpha_o} + \frac{(1-x_o)^2}{\rho_l (1-\alpha_o)} \right] - \left[ \frac{x_i^2}{\rho_v \alpha_i} + \frac{(1-x_i)^2}{\rho_l (1-\alpha_i)} \right] \right\} \quad (2.179)$$

Lockhart - Martinelli parametresi aslında kaynama esaslı çalışmalar sonucunda geliştirilmiş olmasına rağmen, birçok araştırmacı bu parametreyi yoğuşma esnasındaki ısı transfer mekanizmasını da incelemek üzere kullanmıştır.

## 2.7 Literatür Araştırmasının Değerlendirmesi:

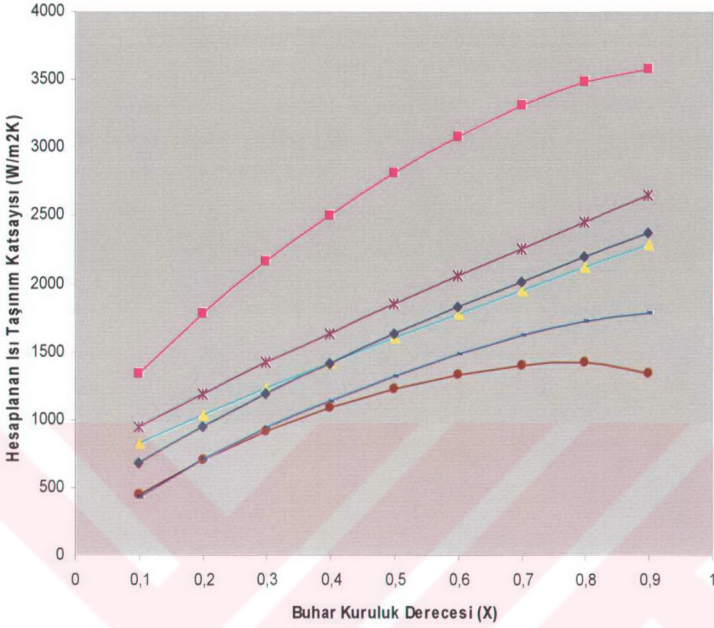
Literatürde, soğutucu akışkanların, yatay dairesel kesitli pürüzsüz borularda yoğuşma esnasındaki ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün hesaplanmasına yönelik teorik ve deneysel birçok çalışma mevcuttur. İncelenen bu çalışmalar arasında, R600a soğutucu akışkanına özel, yatay dairesel kesitli pürüzsüz boru içerisindeki yoğuşması esnasında ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünün hesaplanmasına yönelik bir çalışma mevcut değildir. R600a soğutucu akışkanını içeren çalışmalar mevcut olmasına rağmen, bu çalışmalar R600a soğutucu akışkanının, diğer soğutucu akışkanlar ile ısı transferi ve basınç düşüşü konusunda karşılaştırılmasını içeren deneysel çalışmalardır. R600a soğutucu akışkan ile ilgili yapılacak olan bir çalışma, bu yüzden oldukça önemlidir.

Yukarıdaki incelenmiş olan literatürde, ısı taşınım katsayısını hesaplamak için geliştirilmiş birçok bağıntı mevcuttur. Bu bağıntılar ile değişik sapma miktarları ile ısı taşınım katsayısını hesaplamak mümkündür. Aşağıdaki tabloda bu çalışmada incelenmiş olan bağıntıların , deneysel ve teorik sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarları karşılaştırılmıştır.

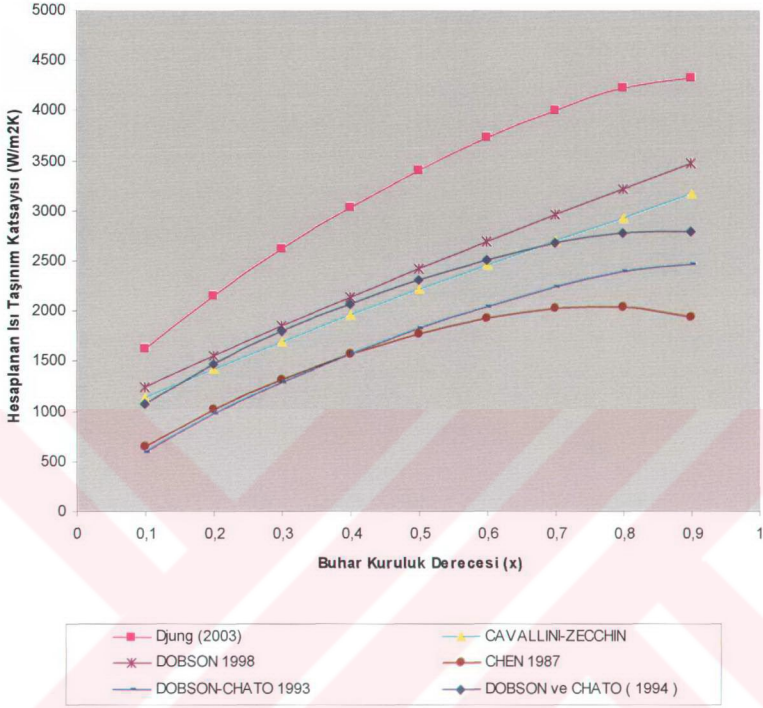
Çizelge 2.2 Bağıntıların teorik ve deneysel sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarı

Yerçekimi Kuvvetlerinin Baskın Olduğu Yoğuşma			Atalet Kuvvetlerinin Baskın Olduğu Yoğuşma		
Bağıntı	Denklemler No	% Sapma Miktarı	Bağıntı	Denklemler No	% Sapma Miktarı
Chato	2.87	12.8	Shah	2.111	15.7
Jester-Kosky	2.88	37	Cavallini-Zecchin	2.113	11.6
Rosson-Myers	2.91	21.3	Traviss	2.154	13.7
Dobson – Chato	2.90	15	Chen	2.134	23.3
Ananiev	2.84	20	Dobson-Chato	2.121	4.5
			Dobson (1998)	2.115	22
			Dobson	2.120	4.5
			Dung	2.123	10

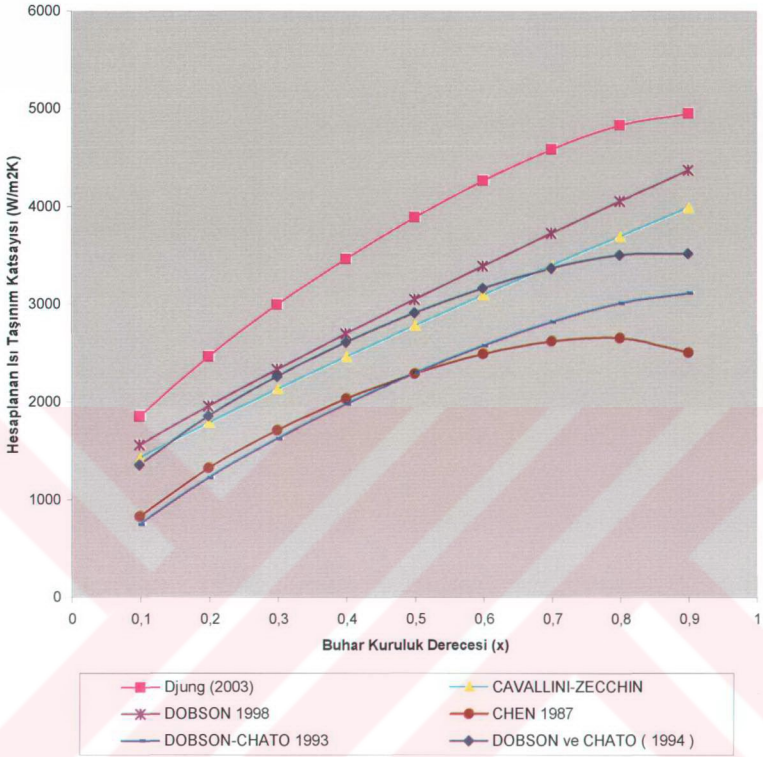
Aşağıdaki grafiklerde, yukarıda incelenen bağıntılarla, değişik kütle akış hızlarında ve buhar kuruluk derecelerinde hesaplanmış olan ısı taşınım katsayıları birbirleri ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.19 Kütleli akının  $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil 2.20 Kütleli akının  $75 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil 2.21 Kütleli akının  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi

Yukarıdaki tablo incelendiğinde, yerçekimi kuvvetinin baskın olduğu yoğuşma şeklinde, Chato tarafından geliştirilen 2.87 nolu bağıntı,  $\pm \% 12.8$  ortalama sapma miktarı ile, ısı taşınım katsayısı en iyi şekilde hesaplanabilmektedir.  $\pm \% 15$ 'lik bir ortalama sapma miktarına sahip olan Dobson tarafından geliştirilmiş olan bağıntıda ısı taşınım katsayısı hesaplanmasında kullanılabilir.

Atalet kuvvetlerinin baskın olduğu durumlar için, Dobson ve Chato tarafından geliştirilmiş olan 2.120 ve 2.121 nolu bağıntılar, ortalama  $\pm \% 4.5$  lik bir sapma ile en iyi şekilde ısı taşınım katsayısını hesaplayabilmektedir.



Yukarıdaki grafiklerde, 3 farklı kütlele akı için, değişen buhar kuruluk derecelerine göre hesaplanan ısı taşınım katsayılarının birbirleri ile karşılaştırılması görülmektedir. Isı taşınım katsayıları, R600a soğutucu akışkanının, 5.35 mm iç çapa, 6.25 mm dış çapa sahip düz pürüzsüz bir boru içerisinde, 45°C’de yoğuştuğu düşünülerek hesaplanmıştır.

Yukarıda kullanılan bağıntılar, farklı soğutucu akışkanlar için farklı şartlar altında yapılan deneysel çalışmalar sonucunda geliştirilmiştir. Çalışmalarda, genellikle HCFC ve CFC’ler kullanılmıştır. Karşılaştırılan bağıntılar arasında, Dobson 1998 ve Jung 2002 yöntemlerinde R600a kullandığından dolayı, R600a’nın yoğuşmadaki ısı taşınım katsayısı hesaplanmasında kullanılması daha uygundur.

Yukarıdaki grafikler incelendiğinde, ısı taşınım katsayısının, kütlele akının ve buhar kuruluk derecesinin artması ile arttığı görülmektedir. Kütlele akı arttığında, boru içerisindeki kesitteki akış hızı artmakta ve buna bağlı olarak ısı transferi giderek artmaktadır. Kuruluk derecesinin yüksek olması, akış içerisinde buhar miktarının fazla olduğunu göstermektedir. Buhar miktarının fazla olması, akış yüzeyinde yoğuşan sıvı miktarının az olduğunu göstermektedir. Bu durumda yüzeyde yoğuşan sıvı film tabakası daha incedir. Bilindiği üzere iletimle ısı transferi, ısı geçişinin olduğu ortamın kalınlığı ile ters orantılıdır. İnce olan sıvı filminden ötürü iletimle ısı transferi bu ortamda daha yüksektir.

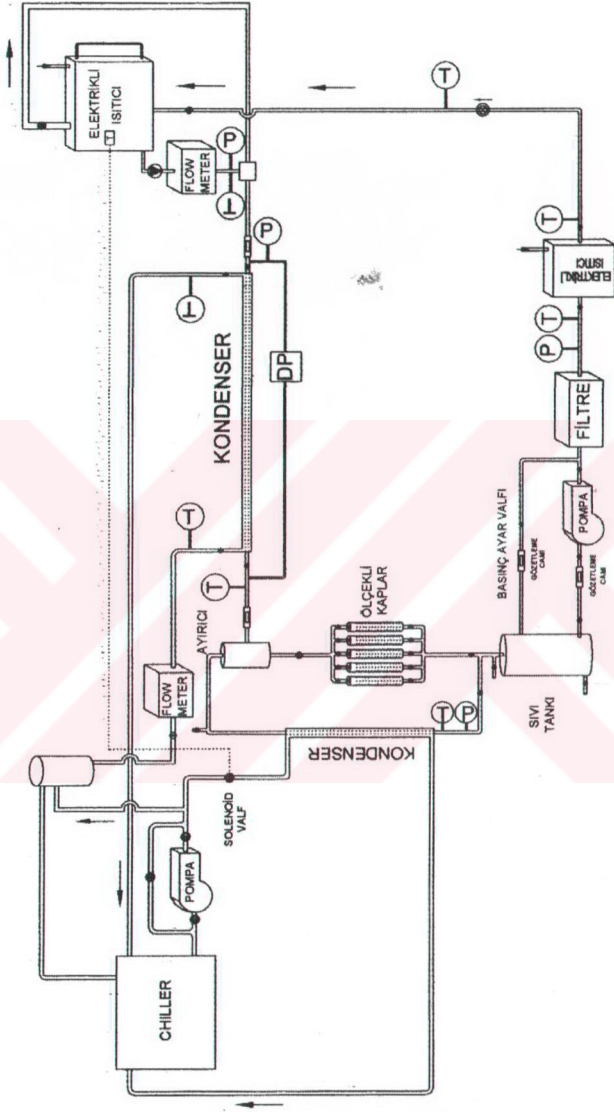
### 3 DENEY DÜZENEGİ :

Bu çalışmada tasarlanmış olan deney düzeneği, CFC soğutucu akışkanlarının alternatifi olarak kullanılmakta olan R600a ( izobütan) soğutucu akışkanının, yatay pürüzsüz bir boru içerisindeki yoğuşma işleminin incelenmesinde kullanılacaktır.

Tasarımı yapılmış olan bu deney düzeneği ile, soğutucu akışkanın buhar kuruluk derecesi 1 ile 0.1 arasında ve kütleli akısı  $0 - 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değerleri arasında değiştirilerek, değişik şartlar altında, yoğuşma ısı taşınım katsayısı hesaplanabilecektir.

Deney düzeneğin en büyük özelliği, yanıcı ve patlayıcı bir gaz olan R600a ile birlikte kullanılacağından dolayı, malzeme ve cihazların R600a ile uyumlu olması ve ona göre seçilmiş olmasıdır.

Deneylede kullanılmak üzere tasarlanmış olan deney düzeneğinin şematik ve 3 boyutlu çizimleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Deneş düzeneginin Şematik resmi



- |                          |                  |
|--------------------------|------------------|
| q) Su debimetresi        | u) İğne vanalar  |
| r) Seviye göstergesi     | v) Selenoid valf |
| s) Seviye kontrol cihazı | w) Çek valf      |
| t) Küresel vanalar       |                  |

### 3.1 Deney Düzenineğin Bölümleri:

Deney düzeni, işlevlerine göre 2 ayrı bölüme ayrılıp öyle incelenmiştir.

#### 3.1.1 Soğutucu Akışkan Devresi:

Soğutucu akışkan, deney tesisatındaki çevrimine ilk olarak sıvı tankından başlayacaktır. Sıvı tankı ile soğutucu akışkan pompası arasında yerleştirilecek olan bir gözetleme camı yardımıyla pompaya giden akışkanın tamamen sıvı fazda olup olmadığı izlenecektir. Pompa tarafından emilen akışkanın tamamen sıvı fazda olmaması halinde, pompada hasara neden olacağından, emilen akışkanın tamamen sıvı fazda olması oldukça önemlidir.

Gözetleme camından sonra gelen sıvı pompası ile soğutucu akışkan devresindeki soğutucu akışkanın devir daimi sağlanmıştır. Akışkan pompası olarak, LEWA Ecodos marka, membranlı dozaj pompası kullanılmıştır. Bu pompanın en büyük özelliği çok küçük debilerde çalışma imkanı sağladığı gibi, patlayıcı akışkanlar ile çalışılırken patlama riskine karşı ex-proof özelliğine sahip olmasıdır.

Pompa ile sıvı tankı arasında kullanılacak olan bir by-pass hattı ile gerekli olandan fazla olan debi tekrardan pompa çıkışından sıvı tankına geri gönderilebilmektedir. By-pass hattı üzerindeki bir basınç ayar valfi sayesinde sistem basıncı sabit tutulabilmektedir.

Pompadan sonra yerleştirilecek olan bir filtre ile sisteme giren akışkanın filtrelemesi yapılarak sisteme temiz akışkan girmesi sağlanacaktır.

Filtreden sonra yerleştirilen bir ısıtıcı ile sıvı akışkanın deney şartlarına getirilmesi sağlanmış olup 10°C ısıtma yapılabilmektedir. Soğutucu akışkanın termofiziksel özelliklerine bağlı olarak, istenen basınç, soğutucu akışkanın ısıtılması ile sağlanmıştır. Elektrikli ısıtıcının girişine ve çıkışına yerleştirilen 2 adet RTD<sup>3</sup> sayesinde soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları okunabilmektedir. Kullanılacak bir varyak sayesinde elektrikli ısıtıcıya verilecek olan güç kontrol edilerek soğutucu akışkanın sıcaklığı ayarlanabilmektedir.

---

<sup>3</sup> RTD; Direnç Termometresi

İki ısıtıcı arasına yerleştirilecek olan bir çek valf sayesinde ikinci ısıtıcıdaki sıvı akışkanın yerçekiminden dolayı geriye akış riski engellenmiştir.

İkinci ısıtıcıda ise, soğutucu akışkana tekrardan ısı verilerek deneylerde kullanılacak olan sıvı ve buhar fazları elde edilmiştir. Soğutucu akışkana verilecek ısı, bir varyak sayesinde elektrikli ısıtıcıya verilecek olan elektriksel gücün ayarlanması ile ayarlanacaktır. Ayrıca ısının sabit tutulması için yerleştirilmiş olan PID kontrollü bir termostat ile soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta kalması sağlanmıştır. Elde edilecek olan buhar miktarı ise soğutucu akışkana verilecek ısı enerjisi ile ayarlanacaktır. İstenilen miktarda buhar debisini sağlayacak kadar ısı, soğutucu akışkana verilerek, sıvı buharlaştırılacaktır. Böylelikle istenilen kuruluk derecesindeki sıvı buhar karışımını elde etmek mümkün olacaktır. Isıtıcı üzerine yerleştirilmiş olan bir manyetik seviye göstergesi ile ısıtıcı içerisindeki sıvı akışkan yüksekliği gözlemlenebilmektedir. Elektrikli ısıtıcının, tamamen sıvı içerisinde kalmaması durumunda, sıvı dışında kalan kısmın yüzey sıcaklığı çok yüksek olacağından patlama tehlikesi oldukça yükselmektedir. Bu yüzden sıvı seviyesinin kontrol edilmesi çok önemlidir. Isıtıcının içerisine yerleştirilmiş olan bir seviye kontrol cihazı ile sıvı seviyesi sabit tutulmaya çalışılmıştır. Seviye kontrol cihazından alınan kontrol sinyali ile , sıvı pompası kontrol edilerek, sıvı seviyesi  $\pm 3$  cm aralığında sabit tutulabilmektedir. Isıtıcının içerisinde yoğunluk farkından dolayı sıvı ve buhar fazı ayrı olacağından, ısıtıcının alt kısmından sıvı fazı, üst kısmından da buhar fazı alınarak gerekli miktarlarda karıştırılabilme imkanı vardır.

Isıtıcıdan alınan sıvı fazdaki soğutucu akışkanın debisi, ısıtıcı ile debimetre arasında kullanılan bir iğne vana yardımı ile ayarlanabilmektedir. Ayarlanan debi, Danfoss marka coriolis tipindeki bir debimetre kullanılarak kontrol edilmiştir.

Debimetreden sonra kullanılan bir karışım odası yardımıyla sıvı akışkan ile buhar fazındaki akışkan burada halka akış oluşturacak şekilde karıştırılabilmektedir. Debimetreden sonra yerleştirilecek bir basınç transduseri ve RTD sayesinde test bölgesine girmeden önce basınç ve sıcaklık ölçülmüştür. Karışım odasından önce sıcaklık ve basınç ölçümünün nedeni ise karışım odasında oluşturulan halka akışı bozmamaktır.

Karışım odasından sonra yerleştirilecek olan bir gözetleme camı sayesinde test bölgesine girmeden önce akış modeli izlenebilmektedir. Test bölgesinden sonra yerleştirilecek olan bir gözetleme camı sayesinde de akış modeli izlenecektir. Gözetleme camından önce de soğutucu akışkanın sıcaklığı bir RTD sayesinde ölçülmektedir.

Gözetleme kabından sonra koyulacak olan ayrıştırma kabı ile yoğuşan sıvı soğutucu akışkan ile buhar fazındaki akışkan birbirinden ayrılır. Bu ayrıştırma işlemi, yoğunluk farkından

dolayı sıvı fazın kabın alt tarafında, buhar fazının ise kabın üst kısmında toplanması ile gerçekleştirilir. Ayırıştırma kabının alt kısmından yoğunlaşan sıvı soğutucu akışkan miktarının ölçülmesi için ölçekli kaplara gönderilirken, kabın üst kısmından alınan soğutucu akışkan buharı yoğunlaştırılmak üzere ikinci kondensere gönderilmektedir.

Ayırıştırma kabının alt kısmından alınan sıvı akışkan ölçekli kaplara gönderilerek yoğunlaşan sıvı miktarı ölçülebilmektedir. Burada kullanılan ölçekli kaplar, iki farklı çapta olduğundan daha hassas olarak ölçüm yapılabilir. Ölçekli kapların giriş ve çıkışında bulunan küresel valfler sayesinde ölçekli kaplar doldurulup boşaltılabilmektedir. Büyük çaplı ölçekli kaplar belirli seviyeye kadar doldurulduktan sonra geriye kalan küçük bir kısım ise daha küçük çaplı olan ölçekli kaba doldurularak daha hassas ölçüm yapmak mümkün olacaktır.

Ölçekli kaplarda, sıvı miktarı ölçüldükten sonra yoğunlaşan sıvı tekrardan sıvı tankına gönderilmektedir.

Ayırıştırıcı kabın üst kısmından alınan soğutucu akışkan buharı ise ikinci kondenserde yoğunlaştırulup, aşırı soğumuş hale getirildikten sonra sıvı tankına gönderilmektedir. İkinci kondenser ise, iç içe yerleştirilmiş olan iki borudan meydana gelmektedir. İç kısmında soğutucu akışkan, dış kısmındaki halkadan ise soğutma suyu akmaktadır. Soğutma suyu soğutma suyu devresinden sağlanmaktadır.

### **3.1.2 Soğutma Suyu Devresi:**

Soğutma suyu devresi, test ve ikinci kondenserde yoğunlaşma işlemi esnasında ortaya çıkan ısıyı deney tesisatından uzaklaştırmak için gerekli olan soğutma suyunu sağlamaktadır.

Soğutma suyu ilk olarak su deposundan çevrimine başlar. Su deposu yaklaşık olarak 250 lt.dir. Su akımı bir su pompası yardımıyla sağlanır.

Pompadan sonra su hattı ikiye ayrılır. Hattın bir kolu test kondenserine gönderilmek üzere taşma kabına , ikinci kol ise ikincil kondensere gider.

Taşma kabı, bir nevi by-pass hattı görevi görmektedir. Kullanılmayan fazla su, taşma kabından tekrar su deposuna geri dönmektedir.

Taşma kabından sonra yerleştirilecek olan bir iğne valf sayesinde, gerekli su debisi debi metreden önce ayarlanabilmektedir. Su debisi ayarlandıktan sonra, istenilen miktarda olup olmadığı debimetreden kontrol edilir. Burada Hornsberg marka türbin tipi debi metre kullanılmıştır. Bu debi metre, 2 ile 10 lt/h arası debilerde hassas olarak ölçüm yapabilmektedir.

Test kondenserinin giriş ve çıkışında, soğutma suyunun sıcaklığını ölçebilmek için 2 adet RTD konulmuştur. Suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiğinde kondensere dışarı atılan ısı miktarı hesaplanabileceğinden bu iki sıcaklık ölçümü oldukça hassas yapılmıştır.

Test kondenseri iç içe iki borudan oluşan çapraz akışlı bir ısı değiştiricisidir. İç kısımdaki boru, ¼" çapında ( yani 6.25 mm dış çap, 5.35 mm iç çap) bakır borudur. Dış ise, dış çapı 32 mm, iç çapı 24 mm olan pleksiglass borudur.

Test kondenserinden çıkan su tekrar su deposuna geri döner.

Pompadan sonra ayrılan hattın ikinci kolu ise, ikinci kondensere gitmektedir. Test kondenserinden çıkan yoğunlaşmış soğutucu akışkanın yoğunlaştırıldığı bu kondenserdeki gerekli su miktarı bu koldan sağlanmaktadır. İkincil kondenser devredeki tüm soğutucu akışkanı yoğunlaştırabilecek kapasitede olduğundan dolayı küçük soğutucu akışkan miktarlarında soğutucu akışkanı aşırı derecede soğutabilmektedir. Burada, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasından kaçınılmaktadır. Çünkü aşırı soğutulmuş soğutucu akışkanın basıncı çok düşeceğinden sistem içerisindeki basınç dengesi bozulacaktır. Bu istenmeyen bir durum olduğundan, ikinci kondenserin çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığına göre kontrol edilen bir solenoid valf yardımıyla, ikinci kondenserdeki soğutma suyu debisi ayarlanmaktadır.

### **3.2 Deney Tesisatında Bulunan Kısımlar :**

#### **3.2.1 I. Isıtıcı :**

Soğutucu akışkanı, doyma şartlarına getirmek için kullanılan I. ısıtıcı, paslanmaz çelik levhaların birbirlerine kaynakla birleştirilmesi ile imal edilmiştir. Bu ısıtıcı birbirinden ayrı iki farklı bölümden oluşmaktadır. İç kısımdaki bölümde elektrikli ısıtıcı ve su varken, dış kısımdaki bölümden ise soğutucu akışkan geçmektedir. İç kısım kapalı bir bölüm olup dış ortam ile herhangi bir bağlantısı bulunmamaktadır. Bu bölümün içerisinde fişek tipinde elektrikli bir ısıtıcı kullanılmıştır. Elektrikli ısıtıcı tamamen su içerisinde bulunmaktadır. SU seviyesi ise buharlaşma meydana gelebileceği ve bundan dolayı basıncın artabileceği göz önünde bulundurularak, bölüm içerisinde güvenli olacak bir seviyede sınırlandırılmıştır. Ayrıca suyun bulunduğu ortama yerleştirilmiş olan bir termoelemanndan da suyun sıcaklığı okunacaktır. Elde edilen sıcaklık değerleri ile elektrikli ısıtıcı, termostat ile kontrol edilebilecektir. Elektrikli ısıtıcı ile ısıtılan su ile, dışarıdaki kısımdan akmakta olan sıvı halindeki soğutucu akışkanı doyma şartlarına kadar ısıtılacaktır.

Soğutucu akışkan maksimum kütleli debisinin  $G_{max}=150 \text{ kg/m}^2.s$  olduğu durumda ve soğutucu akışkanın sistem içinde  $10^{\circ}\text{C}$  soğuduğunu düşünerek ısıtıcı kapasitesi hesaplamak



istersek;

Akışkanın fiziksel özellikleri için;

$$T_f = \frac{43 + 33}{2} = 38^\circ C = 311.15 K$$

Soğutucu akışkanın kütleli debisi;

$$m_{soğ} = G \times A = 150 \times \frac{\pi \times (0.00535)^2}{4} = 0.00337 \text{ kg/s}$$

Isıtıcı Kapasitesi :

$Q_{ISITICI} = m_{soğ} \times C_{P_{soğ}} \times \Delta T = 0.00337 \times 2503 \times 10 = 84.35 W$  olur. Buna göre gerekli ısıtıcı kapasitesi 100 W olarak seçilebilir.

Isıtıcı içerisinde bulunacak olan sıvı soğutkanın miktarı ise ;

$$V_{ISITICI} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times L = \frac{\pi \times 0.10^2}{4} \times 0.25 = 0.00196 m^3 \text{ ısıtıcı hacmi, sıvı soğutucu akışkan miktarı ise ;}$$

$$m_{soğ} = V \times \rho_S = 0.00196 \times 534.1 = 1.048 kg \quad (\text{R600a sıvı halde ısıtıcıda bulunmaktadır.})$$

### 3.2.2 II. Isıtıcı :

Bu ısıtıcıda, hem sıvı soğutucu akışkan tam olarak doygun hale getirilecek hem de gerekli miktarda buharlaştırılması sağlanacaktır. Bunun için gerekli ısıtıcı kapasitesi ;

$$Q_{ISITICI} = (m_{soğ} \times C_{P_{sıvı}} \times \Delta T) + (m_{soğ} \times h_{fg})$$

$$Q_{ISITICI} = (0.00337 \times 2598 \times 2) + (0.00337 \times 307.2) = 1.05 kW \text{ olarak bulunur.}$$

Silindir şeklindeki dik konumdaki ısıtıcının çapı 10 cm, yüksekliği ise 40 cm olarak düşünülmüştür. Yüksekliği ve çapı sınırlandırılan nedenlerden biri, ısıtıcı içerisinde kullanılan daldırma tip ısıtıcının genişliği ve yüksekliği, diğeri ise ısıtıcı içerisindeki sıvı seviyesini sabit tutacak olan şamandıra tipi seviye kontrol cihazının boyutlarıdır. Buna göre sıvı yüksekliği güvenlik için en az 25 cm.de sabit tutulması gerekmektedir. Buna göre sıvı miktarı;

$$V_{sıvı} = \frac{\pi \times 0.1^2}{4} \times 0.25 = 0.00196 m^3 \text{ olur.}$$

depolanan sıvı kütlesi ise ;

$$m_{soğ} = V \times \rho_S = 0.00196 \times 524.6 = 1.03 kg$$

Isıtıcıyı gövdesi paslanmaz çelik malzemeden, parçaların birbirlerine kaynak edilmesi ile imal edilmiştir.

### 3.2.3 I. Yoğuşturucu

Bu yoğuşturucu deneylerdeki ölçümlerin yapılacağı yer olduğundan, alınan değerlerin matematiksel modele teorik açıdan uyarlanabilmesi için 1 metre boyunda seçilmiştir. İçteki soğutucu akışkanın akacağı test borusunun iç çapı 0.00535 m ( 5.35 mm ), dış çapı ise 0.00625 m'dir.( 6.25 mm ) ( Boru boyutu ¼ "dir) Dış kısımda soğutma suyunun akacağı halka için dış çap 15 mm'dir.

Test borusu üzerinde termoelemanların yerleştirileceği yerler işaretlenmiştir. Bu yerlerden taşlanarak termoelemanların yerleştirileceği oyuklar hazırlanmıştır. Termoelemanlar hazırlanan bu oyuklara lehimlenerek sabitlenmiş ve üzerleri sıcak silikonla kaplanarak, bağlantının hem daha mukavim olması sağlanmış hem de ölçümlerin su akışından etkilenmesi bir ölçüde engellenmiştir.



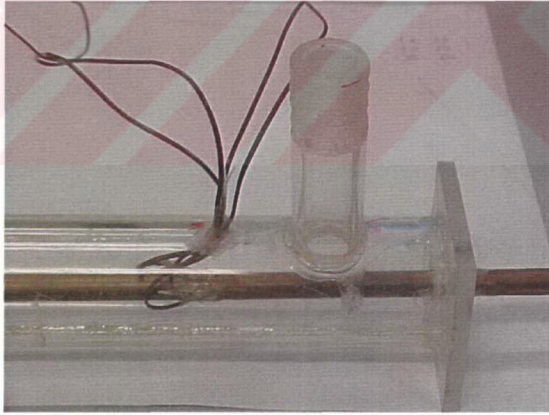
Şekil 3.3 Üzeri silikon ile kaplanmış termoeleman bağlantısı

Termoelemanlar, bakır borunun giriş ve çıkışlarına 90° aralıklarla, bakır borunun 4 tarafına yerleştirilmiştir.(Bkz. Şekil 3.4) Bu iki noktanın dışındaki diğer bağlantı noktalarında ise,termoelemanlar bakır borunun alt ve üst kısmına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.4 4 adet termoelemanın bakır boru etrafına bağlantısı

Test yoğuşturucusu diye de adlandırabileceğimiz bu yoğuşturucunun dış borusu pleksi glastan yapılmaktadır. Böylelikle soğutma suyunu, halka içerisindeki akışı gözlemlenebildiği gibi deney esnasında bakır boru üzerine yüzey sıcaklığı ölçmek için yerleştirilmiş olan termoelemanların kablolarının da halka dışarısına çıkarılması için büyük bir kolaylık sağlamıştır. Pleksi boru, yatay eksen boyunca ortadan ikiye kesilerek, üst kısımda termoeleman kablolarının ve soğutma suyunun giriş ve çıkışlarının yapılacağı delikler açılmıştır. (Şekil 3.5)



Şekil 3.5 Yoğuşturucu üzerinden çıkan termoeleman kabloları ve su girişi

Termoeleman kablolarının açılan deliklerden geçirildikten sonra kesilmiş olan pleksi boru birleştirilerek, bakır boru, dış halkanın içerisine yerleştirilmiştir. Yan tarafların kapatılmasından sonra ek yerleri yapııştırılmıştır. Yapıştırıcı olarak kloroform kullanılmıştır.

Yapıştırılan yerlerin sızdırmazlığının sağlanması için kloroform ile pleksi glas tozu karıştırılarak yapılan macun bağlantı yerlerine sürülmüştür.

### 3.2.4 II. Yoğuşturucu :

İkinci yoğuşturucunun kapasitesi, deneyde kullanılan buhar fazındaki soğutucu akışkanın tamamını yoğuşturabilecek şekilde hesaplanmıştır. Buna göre ;

$$m_{soğ} \times h_{fg} = m_{su} \times C_{p_{su}} \times \Delta T_m$$

En büyük buhar debisi için gerekli soğutma suyu miktarı (  $m_{su}$  ) ; 0.041 kg/s olarak bulunur. Yoğuşturucu iç borusu olarak et kalınlığı 0.5 mm, iç çapı 9mm ve dış çapı 10 mm olan bakır boru ön görülmüştür. Dıştaki halkayı oluşturan borunun seçimi için ise gerekli su debisi dikkate alınarak hesap yapılmıştır. Buna göre ;

Su akış hızını 1m/s alındığında ;

$$m_{su} = \rho_{su} \times V_{su} \times \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow 0.041 = 990 \times 1 \times \frac{\pi (d_{dış}^2 - d_{iç}^2)}{4}$$

$$(d_{dış}^2 - 0.010^2) = 1.65 \times 10^{-4} \rightarrow d_{dış} = 0.0162m \text{ olur}$$

Buna göre halkanın olduğu boru  $d_d = 21$  mm,  $d_i = 19$  mm ve et kalınlığı  $S = 1$  mm olarak bulunur.( Yani 7/8 ''lik boru.)

Bu ölçülere göre gerekli yoğuşturucu boyu için ısı transfer katsayısının ve ısı transfer miktarının hesaplanması ve yoğuşturucunun boyutlandırılması gerekir.

### 3.2.5 Sıvı Tankı

Deney tesisatında sıvı akışkanın depolanması için kullanılacak olan sıvı tankı ( receiver ) 20 cm taban çapında ve 50 cm yüksekliğinde olacaktır. Tankın yüksekliği emniyetli olması açısından %20 daha fazla seçilmiştir. Buna göre tam olarak dolu olması durumunda sıvı tankının içinde bulunacak olan sıvı R600a akışkanının miktarı :

$$m = \rho \times V = \rho \times \frac{\pi D^2 h}{4} = 524.6 \times \frac{\pi \times 0.2^2 \times 0.4}{4} = 6.59kg \text{ olarak bulunur.}$$

Ayrıca sıvı tankı, bir bütün olarak bir buzdolabının içerisine yerleştirilecektir. Bu durumda ikinci yoğuşturucudan gelen sıvı akışkan ile ölçekli kaplardan gelen farklı sıcaklıktaki sıvı akışkan karışımı istenilen şartlarda muhafaza edilebilecektir.

### 3.2.6 Karışım Odası :

Sıvı ve buhar fazlardaki soğutucu akışkan uygun miktarlarda bu karışım odasında karışarak istenen buhar kuruluk derecesi elde edilecektir. Karışım odasının dış gövdesi 2 cm çapında 10 cm uzunluğunda yatay silindirik şeklindedir. Gövdenin içerisinden üzerinde delikler olan bir boru geçmektedir. Bu delikler sayesinde gövde içerisindeki sıvı akışkan, boru içerisinden geçen buhar akışkanın hareketi sayesinde akışa katılabilmektedir. Bu durumda boruda dış kısmında halka şeklinde sıvı akarken halkanın iç kısmında ise buhar akmaktadır.

### 3.2.7 Ayırıcı ( Seperatör)

Test yoğuşturucudan çıkan akışkan gözetleme camından geçtikten sonra ayırıcıda buhar ve sıvı fazları birbirinden ayrılır. Ayırıcının boyutları, taban çapı 5 cm ve yüksekliği 20 cm'dir. Tesisattaki her kap gibi ayırıcı da 10 bar basınca dayanabilecek şekilde paslanmaz çelikten,kaynakla birleştirilerek üretilmektedir.

### 3.2.8 Ölçekli Kaplar:

Yoğuşan buharın debisini belirleyebilmek için sıvı halde gelen akışkan, taban çapı 5 cm yüksekliği 50 cm olan 4 adet, bir adet taban çapı 2 cm olan basınca dayanıklı ölçekli kabın içerisinde toplanacaktır. Taban çapı 2 cm seçilen ölçekli kap ile daha hassas ölçüm yapmak mümkün olacaktır. Bu şartlarda ölçekli kaplarda toplanacak sıvı miktarı ;

5 cm çaplı ölçekli kabın hacmi :

$$V = \frac{\pi d^2 h}{4} = \frac{\pi \times (0.05)^2 \times 0.5}{4} = 9.81 \times 10^{-4} m^3 \text{ bulunur.}$$

2 cm çaplı ölçekli kabın hacmi ise;

$$V = \frac{\pi d^2 h}{4} = \frac{\pi \times (0.02)^2 \times 0.5}{4} = 1.57 \times 10^{-4} m^3 \text{ olarak bulunur}$$

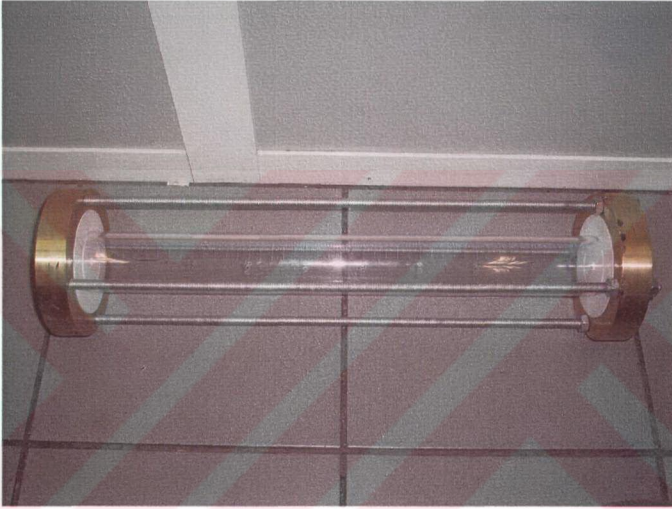
Toplam 5 adet ölçekli kabın hacmi ise  $(4 \times 0.000981) + 0.000157 = 0.0040 m^3$  dür.

Toplam sıvı kütlesi;  $m = \rho \times V = 524.6 \times 0.0040 = 2.14 \text{ kg}$  olarak bulunur.

Ölçekli kapların yapımında kullanılan camlar özel imalat olup yaklaşık 30 bar basınca dayanabilmektedir. Ayrıca basınca karşı dayanımın artırılması ve herhangi bir kırılma halinde camın çok küçük parçalara ayrılıp etrafa zarar vermemesi için camlar yüksek sıcaklıkta temperleme işlemine tabi tutularak yüzeyleri sertleştirilmiştir.

Camların bakır boru ile bağlantısının sızıntısız bir şekilde yapılması oldukça zordur. Bunun sağlanması için, özel bir bağlantı şekli kullanılmıştır. Camların giriş ve çıkışı, piring

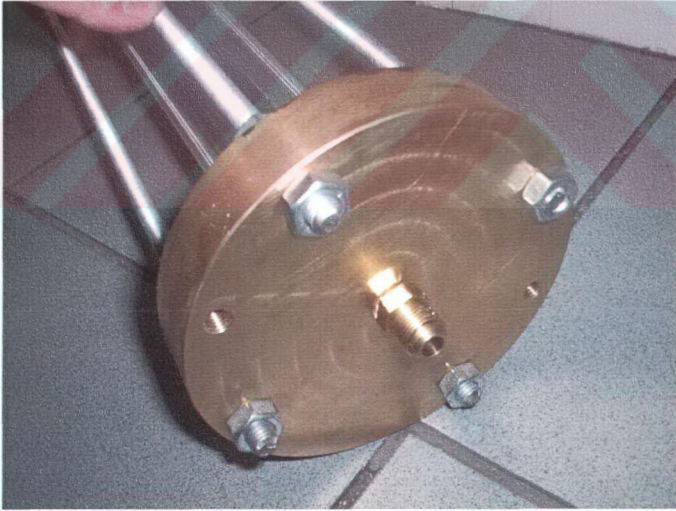
malzemesinden yapılmış olan iki adet flanşla kapatılmıştır. Flanşla cam arasına ise sızdırmazlığı sağlamak için teflondan hazırlanmış özel bir conta konulmuştur. Sızdırmazlığı sağlamak için gerekli sıkıştırma kuvveti ise, flanşları karşılıklı olarak 4 adet saplama yardımı ile birbirlerine bağlayarak sağlanmaktadır. Burada dikkat edilecek olan önemli nokta ise her bir saplama somununun aynı miktarda sıkılmasıdır. Farklı miktarda sıkılması durumunda cam kırılabilir gibi ayrıca sızdırmazlık da sağlanamaz. Montajı yapılmış olan ölçekli kaplardan bir tanesinin fotoğrafı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Ölçekli kap



Şekil 3.7 Ölçekli kap flanşının içten görünüşü

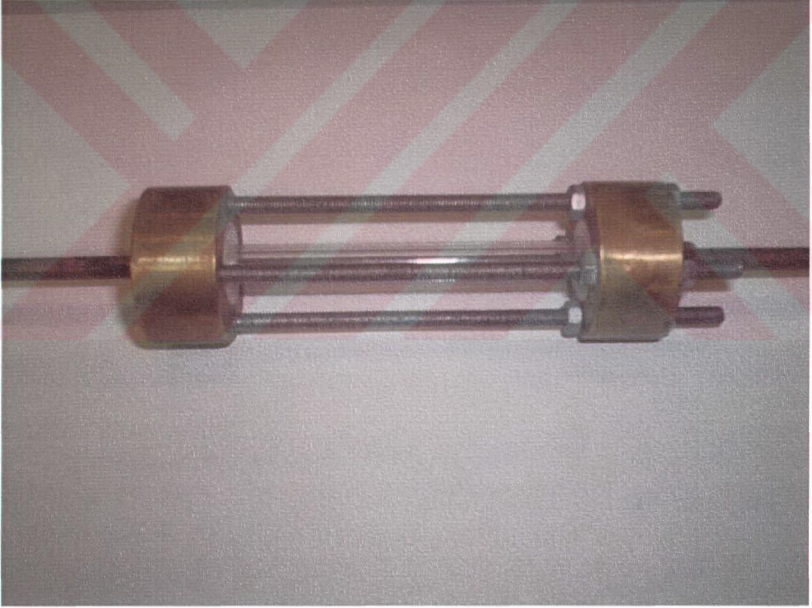


Şekil 3.8 Ölçekli kap flanşının dıştan görünüşü

### 3.2.9 Gözetleme Camları:

Test bölgesinin girişine ve çıkışına yerleştirilecek olan bu gözetleme camları sayesinde test bölgesinin girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın boru içindeki akış şekli izlenecektir. Piyasada hazır bulunan gözetleme camlarının hem küçük hem de akış formunu bozacak nitelikte olmasından dolayı özel olarak dizayn edilip imal edilmiştir. Tasarım olarak yukarıdaki bölümde bahsetmiş olduğumuz ölçekli kaplara oldukça çok benzemektedir ve ölçekli kaplarla aynı şekilde imal edilmiştir.

Isı kaybını minimumda tutmak için test bölgesinin girişindeki gözetleme camının boyu test bölgesinin çıkışındakinden daha kısadır. Test bölgesinin girişindeki gözetleme camının uzunluğu 10 cm, çıkıştaki gözetleme camının uzunluğu ise 20 cm'dir. Isı kaybını daha da azaltmak için ayrıca gözetleme camlarının üstü asetat ile kaplanarak aradaki hareketsiz hava tabakası ile izolasyonda yapılmıştır.



Şekil 3.9 Gözetleme camı





Şekil 3.10 Gözetleme camı önden görünüş

### 3.3 DeneY Düzeneginin Kurulumundan Önce Yapılmış Olan Hazırlık Deneyleri:

#### 3.3.1 Ölçüm Cihazlarının Kalibrasyonu:

##### 3.3.1.1 Kalibrasyonun Tanımı :

Bir ölçme aletinin doğruluğu bilinen değerler ile karşılaştırılarak hataların azaltılması işlemine **kalibrasyon** adı verilmektedir. Bütün ölçme aletleri için zaman zaman kalibrasyon işlemi gerekmektedir. Ölçüm cihazında zaman içerisinde oluşabilecek ölçme hataları en aza indirilmiş olacaktır.

Kalibrasyon işlemi, belirli bir referans kaynak ile karşılaştırılarak yapılabilmektedir. Bu karşılaştırma işlemi;

- Standartlar enstitülerinin imkanları ile,
- Doğruluğu bilinen ve kanıtlanmış cihazlar ile,
- Bilinen bir kaynak ile yapılabilmektedir.

### 3.3.1.2 Termoelemanların Kalibrasyonu:

Termoelemanların kalibrasyon işlemi, doğruluğu bilinen hassas bir termometre ile termoelemanların aynı şartlarda ölçüm yaptırılıp sonuçların karşılaştırılması ile olur. Referans termometre ve termoelemanları ölçüm değerlerinin karşılaştırılması sonucunda elde edilen grafiklerin analiz edilmesiyle, eğri denklemleri bulunur. Eğri denklemlerinin yardımı ile termoelemanın ölçmüş olduğu sıcaklık değerinin, hassas termometrenin ölçmüş olduğu sıcaklık değerine daha yakın bir değer haline getirmek mümkündür. Bu sayede termoelemandan kaynaklanan ölçüm hataları giderilmiş olmaktadır. Kalibrasyon için gerekli olan araçlar;

- Ölçüm yapılacak olan suyun sıcaklığını ayarlayabilmek için kalibrasyon su banyosu. Su banyosu, hem referans termometrenin hem de termoelemanları aynı şartlarda ölçüm yapacağı ortamı sağlamak için kullanılacaktır. (Bkz. Şekil 3.11)
- Referans alınabilecek derecede ölçüm yapabilen hassas termometre. (Bkz. Şekil 3.12)



Şekil 3.11 Kalibrasyon su banyosu ve hassas termometre probunun yerleştirilmiş şekli

- Termoelemanlar ve hassas termometrenin probu, sıcaklığın homojen olmasını sağlamak için bir beher içine yerleştirilmiş bir parça sünger yüzeyine gömülür. Bu sayede ölçme cihazlarının ölçüm noktaları etrafındaki su akışı, doğru olarak ölçüm yapmayı engellemeyecek kadar az olmaktadır. Böylelikle ölçüm cihazları aynı şartlarda ölçüm yapabilmektedirler.
- Beherin su içinde batması için ağırlık.
- Çok düşük sıcaklıklarda suyun donmasını engellemek için yeterli miktarda anti-friz sıvı.
- Ölçüm sonuçlarını kaydedebilmek için kanallarının ölçüm hatası bilinen bir veri kaydedici (datalogger) ve kaydedilen verilerin saklanması ve değerlendirilmesi için bir bilgisayar. Deneylerde, kalibrasyon sırasında kullanılan veri toplayıcı kullanılacaksa, veri toplayıcısının ölçüm hatası da toplam ölçüm hatasının içerisinde olacağından ihmal edilebilmektedir. (Bkz. Şekil 3.13)



Şekil 3.12 Hassas termometre

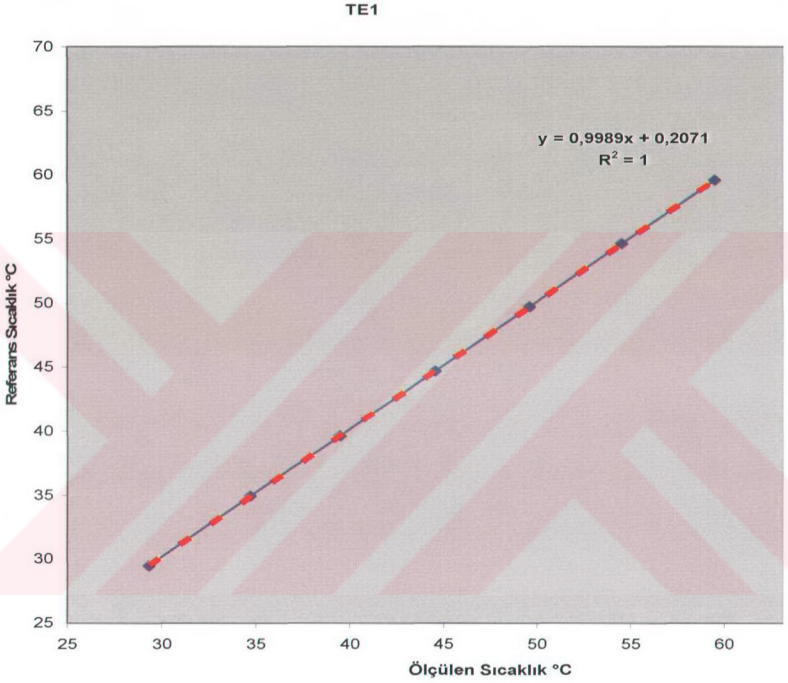


Şekil 3.13 Veri Toplayıcısı (Data logger)

Kalibrasyon için izlenecek adımlar aşağıda belirtilmiştir ;

- Termoelemanların veri topalayıcıdaki karta, doğru olarak bağlantıları yapılır.
- Beherin içindeki ağırlık üstüne sünger konularak suyun içine yerleştirilir.
- Kalibre edilecek termoelemanlar ve referans termometre sünger içine yerleştirilir. Hiçbir parçanın birbirine yada beherin çerperine temas etmediğinden emin olunur.
- Su banyosunda kullanılacak olan su hazırlanır ve su banyosunda istenen sıcaklığa ayarlanır ve denge konumuna gelmesi için beklenir.
- Hassas referans termometrenin sıcaklığı değişmediğinden ve su sıcaklığı ile denge halinde kaldığından emin olunduktan sonra her bir termoelemanın ve referans termometrenin ölçtüğü sıcaklıklar kayıt edilir.
- Su banyosunda elde edilen her bir su sıcaklığı için termoelemanların ve hassas termometrenin ölçümleri alınır. Elde edilen değerlere göre kalibrasyon eğrisi çıkartılır ve hata katsayısı hesaplanır.

Deney tesisatında kullanılacak olan 20 adet termoelemanın kalibrasyonu yukarıda anlatılan yöntem ile yapılarak ve referans termometre ile termoelemanların ölçtüğü değerler kullanılarak kalibrasyon eğrileri çizilmiştir. Çizilen bu eğriler yardımıyla hata fonksiyonları bulunmuştur. (Şekil 3.14) Daha sonra bu hata fonksiyonları yardımı ile elde edilen veriler düzeltilerek doğru ölçüm sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 3.14 1 nolu termoeleman için kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu

Aşağıdaki çizelgelerde kalibrasyon sonucunda elde edilen ham ölçüm değerleri, termoelemanlara ait hata fonksiyonları ve düzeltilmiş sonuçlar gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Termoclemlerin ham ölçümleri

Su Sıcaklığı (°C)	30	35	40	45	50	55	60
Referans Termometre (°C)	29.540	34.978	39.697	44.720	49.762	54.700	59.662
TE1	29.371	34.781	39.539	44.589	49.625	54.532	59.519
TE2	29.397	34.779	39.537	44.608	49.662	54.525	59.505
TE3	29.387	34.742	39.503	44.628	49.606	54.512	59.483
TE4	29.358	34.761	39.509	44.636	49.605	54.497	59.466
TE5	29.380	34.758	39.511	44.694	49.635	54.543	59.512
TE6	29.412	34.776	39.535	44.714	49.635	54.543	59.512
TE7	29.349	34.761	39.484	44.682	49.619	54.500	59.473
TE8	29.375	34.756	39.498	44.717	49.649	54.545	59.520
TE9	29.300	34.763	39.486	44.695	49.643	54.530	59.514
TE10	29.332	34.748	39.464	44.689	49.647	54.539	59.532
TE11	29.368	34.745	39.494	44.637	49.631	54.499	59.500
TE12	29.405	34.810	39.544	44.661	49.692	54.558	59.567
TE13	29.378	34.786	39.530	44.650	49.679	54.536	59.556
TE14	29.403	34.787	39.544	44.642	49.686	54.548	59.570
TE15	29.420	34.786	39.545	44.663	49.687	54.550	59.578
TE16	29.372	34.750	39.503	44.638	49.657	54.518	59.544
TE17	29.337	34.742	39.484	44.610	49.648	54.505	59.529
TE18	29.359	34.727	39.493	44.656	49.655	54.516	59.549
TE19	29.289	34.728	39.447	44.584	49.592	54.416	59.436
TE20	29.556	34.715	39.809	44.664	49.624	54.480	59.508

Çizelge 3.2 Termoelemanların hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax + b$	
	a	b
TE1	0.9989	0.2071
TE2	0.9998	0.1622
TE3	0.9996	0.1881
TE4	0.9999	0.1802
TE5	0.9985	0.2149
TE6	0.9987	0.1821
TE7	0.9992	0.2062
TE8	0.9979	0.2351
TE9	0.9967	0.3071
TE10	0.9965	0.3139
TE11	0.9988	0.2215
TE12	0.9982	0.1984
TE13	0.9978	0.233
TE14	0.9979	0.2179
TE15	0.9981	0.2035
TE16	0.9976	0.2584
TE17	0.9972	0.2965
TE18	0.9969	0.2962
TE19	0.9993	0.253
TE20	1.0048	-0.1145

Çizelge 3.3 Termoelemanların düzeltilmiş değerleri

Su Sıcaklığı (°C)	30	35	40	45	50	55	60
Referans Termometre (°C)	29.540	34.978	39.697	44.720	49.762	54.700	59.662
TE1	29.546	34.950	39.702	44.747	49.778	54.679	59.661
TE2	29.553	34.934	39.692	44.762	49.774	54.676	59.665
TE3	29.563	34.917	39.675	44.798	49.775	54.678	59.647
TE4	29.536	34.938	39.685	44.811	49.781	54.672	59.640
TE5	29.524	34.895	39.642	44.818	49.753	54.654	59.617
TE6	29.556	34.913	39.666	44.838	49.773	54.673	59.638
TE7	29.532	34.939	39.659	44.852	49.786	54.663	59.632
TE8	29.549	34.918	39.650	44.858	49.779	54.666	59.630
TE9	29.511	34.956	39.663	44.854	49.786	54.657	59.625
TE10	29.544	34.940	39.640	44.847	49.788	54.662	59.637
TE11	29.555	34.924	39.668	44.805	49.793	54.655	59.650
TE12	29.550	34.946	39.671	44.779	49.801	54.658	59.658
TE13	29.546	34.942	39.676	44.785	49.803	54.649	59.658
TE14	29.559	34.932	39.649	44.766	49.800	54.651	59.663
TE15	29.568	34.924	39.674	44.781	49.796	54.650	59.669
TE16	29.586	34.949	39.689	44.810	49.814	54.662	59.673
TE17	29.542	34.931	39.658	44.768	49.790	54.632	59.641
TE18	29.654	34.915	39.667	44.813	49.797	54.643	59.660
TE19	29.522	34.956	39.672	44.806	49.811	54.631	59.648
TE20	29.584	34.767	39.885	44.764	49.748	54.627	59.579



### 3.3.1.3 RTD'lerin Kalibrasyonu:

RTD kalibrasyonu, termoeleman kalibrasyonundaki aynı cihazlar ve yöntem kullanılarak yapılmaktadır. Termoelemanların kalibrasyonu ayrıntılı bir şekilde yukarıda açıklandığından , bu kısımda kalibrasyon yöntemi anlatılmayacaktır. Yapılan ölçümlerden elde edilen ham değerlerle referans termometreden alınan değerlerin karşılaştırılması sonucunda hesaplanan hata fonksiyonları ve düzeltilmiş değerleri aşağıda tablolar halinde verilmektedir.

Çizelge 3.4 RTD ham ölçümleri

Su Sıcaklığı (°C)	Referans Termometre	RTD1	RTD2	RTD3	RTD4	RTD5	RTD6	RTD7	RTD8
10	9.646	12.141	13.167	13.208	13.123	13.121	12.377	12.853	12.699
15	14.632	17.043	18.103	18.151	18.066	18.070	17.326	17.787	17.650
20	19.670	22.112	22.451	19.664	23.160	23.157	22.344	22.875	22.731
25	24.618	27.110	27.434	24.631	28.141	28.145	27.266	27.852	27.714
30	29.586	32.029	32.420	29.607	33.130	33.137	32.178	32.841	32.700
35	35.445	37.840	38.277	35.448	38.976	38.987	37.909	38.686	38.543
40	39.693	42.033	42.524	39.684	43.222	43.238	42.089	42.931	42.794
45	44.755	47.064	47.601	44.749	48.296	48.322	47.047	48.008	47.868
50	49.796	52.038	52.667	49.799	53.354	53.383	51.980	53.064	52.931
55	54.733	56.878	57.612	54.730	58.296	58.335	56.753	58.006	57.870
60	59.690	61.740	62.588	59.894	63.276	63.316	61.506	62.974	62.847

Çizelge 3.5 RTD hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax^3 + bx^2 + cx + d$			
	a	b	c	d
TE1	3E-06	- 8E-05	1,0005	-2.4646
TE2	3E-05	- 0,0041	1,1794	5,3035
TE3	5E-07	-5E-05	0,9978	3,5021
TE4	-1E-06	0,0002	0,991	- 3,36
TE5	-8E-07	0,0001	0,9929	- 3,3755
TE6	3E-06	2E-05	1,0018	- 2,7594
TE7	-1E-07	3E-05	0,9964	- 3,1417
TE8	-1E-06	0,0001	0,9931	- 2,9624

Çizelge 3.6 RTD düzeltilmiş değerler

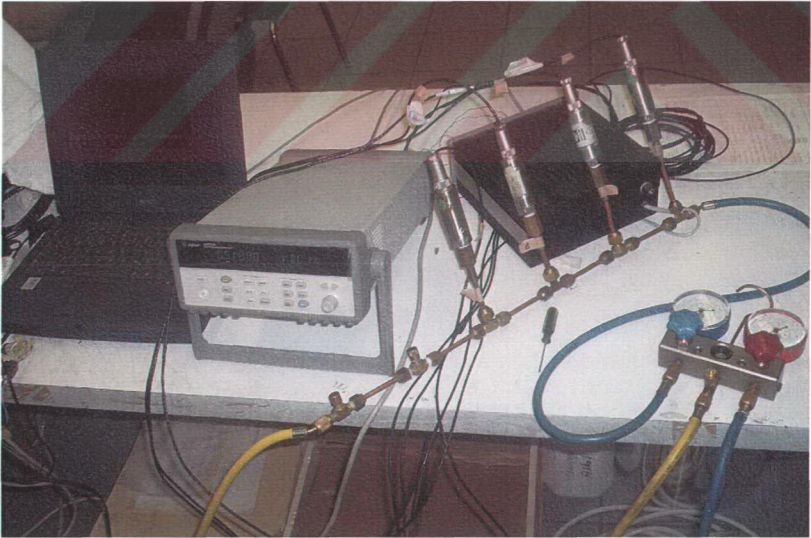
Su Sıcaklığı (°C)	Referans Termometre	RTD1	RTD2	RTD3	RTD4	RTD5	RTD6	RTD7	RTD8
10	9.646	9.676	9.583	9.669	9.678	9.668	9.649	9.670	9.663
15	14.632	14.579	14.882	14.595	14.603	14.594	14.619	14.591	14.591
20	19.670	19.652	19.448	19.664	19.686	19.660	19.668	19.665	19.652
25	24.618	24.660	24.586	24.631	24.664	24.631	24.631	24.632	24.616
30	29.586	29.597	29.645	29.607	29.655	29.607	29.597	29.610	29.584
35	35.445	35.443	35.516	35.448	35.510	35.439	35.410	35.444	35.406
40	39.693	39.671	39.742	39.684	39.766	39.678	39.664	39.682	39.641
45	44.755	44.758	44.783	44.749	44.855	44.747	44.728	44.751	44.695
50	49.796	49.806	49.822	49.799	49.931	49.791	49.790	49.801	49.735
55	54.733	54.735	54.772	54.730	54.893	54.727	54.709	54.737	54.650
60	59.690	59.707	59.807	59.697	59.894	59.668	59.631	59.631	59.699

#### 3.3.1.4 Basınç Transduserlerinin Kalibrasyonu:

Basınç transduserlerinin kalibrasyonu için hassas bir manometre referans olarak belirlenmiştir. Kalibrasyon işlemi ise; normal deneylerde kullanılacak olan basınç ölçme sisteminin hassas manometre ile karşılaştırılarak yapılmıştır. Kalibrasyon için hassas manometre ve kullanılan düzenek aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



Şekil 3.14 Basınç Transduserleri kalibrasyonunda kullanılan hassas manometre



Şekil 3.15 Basınç transduseri kalibrasyonu için kullanılan düzenek

Kullanılan dzenek, basınç transduserlerini hatta bağlamak için yapılmış olan bir kolektör, hattaki basıncı ayarlayabilmek için hatta verilen gaz debisini ayarlamada kullanılan bir manifold, basınç transduserlerinin çalışması için gerekli enerjiyi sağlayan bir güç sağlayıcısı, basınç transduserlerinin çıkışlarını okuyabilmek için kullanılan bir datalogger ve bilgisayardan oluşmaktadır.

Sistemdeki gaz hattı manifold, kolektör ve hassas manometreden oluşmaktadır. Manifold, kolektörün girişine bağlı iken kolektör çıkışı hassas manometreye bağlıdır. Sisteme gaz manifold üzerinden verilmektedir. Sistemde gaz olarak , azot gazı kullanılmıştır.

Kalibrasyona başlamadan önce kalibrasyon düzeneği bir vakum pompası yardımı ile tamamen vakumlanarak sistem içindeki yabancı gazlar temizlenmiş ve sistem, basıncı 0.001 bar oluncaya kadar vakumlanmıştır.

Sisteme kalibrasyon için bu noktadan itibaren kademeli olarak azot gazı verilerek sistem basıncı artırılmıştır. Her bir nokta için basınç transduserlerinden volt cinsinden elde edilen veri çıktıları ile hassas manometreden okunan basınç değerleri kaydedilmiştir. Kullanılan basınç değerleri 0-10 basınç aralığında çalıştığı için kalibrasyonda 2 ile 10 bar arasında yapılmıştır. Bu işlem 2 bardan 10 bara basınç artırılarak yapıldığı gibi 10 bardan geriye doğru azalırken de yapılıp sonuçlardaki kararlılıkta izlenmiştir.

Kalibrasyon sonucunda elde edilen ham değerler ve hata fonksiyonları ve düzeltilmiş değerler aşağıda tablolar halinde verilmiştir.

Çizelge 3.7 Basınç transduserleri ham ölçümleri

Referans Manometre (bar)	PT1 (V)	PT2 (V)	PT3 (V)	PT4 (V)
2,813	1,425	1,466	1,483	1,439
2,964	1,5	1,541	1,557	1,513
3,213	1,615	1,656	1,673	1,629
3,419	1,717	1,758	1,775	1,73
3,585	1,803	1,844	1,86	1,815
3,792	1,908	1,948	1,965	1,92
4,005	2,013	2,053	2,07	2,025
4,219	2,122	2,162	2,178	2,133
4,481	2,245	2,286	2,304	2,258
4,715	2,363	2,403	2,419	2,375
4,922	2,468	2,508	2,524	2,48
5,102	2,559	2,599	2,616	2,571
5,336	2,67	2,71	2,725	2,682
5,543	2,773	2,812	2,83	2,785
5,750	2,876	2,915	2,933	2,888
5,929	2,969	3,007	3,025	2,98
6,218	3,109	3,148	3,165	3,12
6,425	3,217	3,255	3,273	3,228
6,618	3,312	3,351	3,368	3,322
6,756	3,415	3,454	3,47	3,425
7,046	3,525	3,562	3,581	3,535
7,184	3,602	3,64	3,658	3,613
7,377	3,694	3,732	3,75	3,705
7,542	3,777	3,815	3,832	3,787
7,721	3,863	3,901	3,918	3,874
7,859	3,935	3,973	3,99	3,945
7,997	4,002	4,04	4,058	4,013
8,169	4,085	4,123	4,141	4,096
8,300	4,156	4,194	4,212	4,167
8,480	4,239	4,277	4,295	4,25
8,755	4,378	4,415	4,443	4,388
8,962	4,482	4,519	4,538	4,492
9,169	4,587	4,623	4,642	4,596
9,403	4,697	4,733	4,752	4,707
9,583	4,788	4,824	4,843	4,798
9,845	4,913	4,95	4,968	4,923
9,996	4,993	5,028	5,048	5,002

Çizelge 3.8 Basınç transduserleri düzeltilmiş değerleri

Referans Manometre (bar)	PT1 (bar)	PT2 (bar)	PT3 (bar)	PT4 (bar)
1,809	1,820	1,820	1,822	1,822
1,961	1,971	1,971	1,970	1,971
2,209	2,202	2,202	2,204	2,204
2,416	2,407	2,407	2,409	2,407
2,581	2,579	2,580	2,579	2,578
2,788	2,790	2,789	2,790	2,789
3,002	3,001	3,000	3,001	3,000
3,215	3,220	3,220	3,218	3,217
3,477	3,467	3,469	3,471	3,469
3,712	3,704	3,704	3,702	3,704
3,919	3,915	3,916	3,913	3,915
4,098	4,098	4,099	4,098	4,098
4,332	4,321	4,322	4,317	4,321
4,539	4,528	4,527	4,528	4,528
4,746	4,734	4,734	4,735	4,735
4,925	4,921	4,919	4,920	4,920
5,215	5,202	5,203	5,201	5,202
5,421	5,419	5,418	5,418	5,419
5,614	5,610	5,611	5,609	5,608
5,752	5,817	5,818	5,814	5,815
6,042	6,038	6,035	6,037	6,036
6,180	6,193	6,192	6,192	6,193
6,373	6,377	6,377	6,377	6,378
6,538	6,544	6,544	6,542	6,543
6,718	6,717	6,717	6,714	6,718
6,855	6,861	6,862	6,859	6,860
6,993	6,996	6,997	6,996	6,997
7,166	7,163	7,164	7,163	7,164
7,297	7,305	7,307	7,305	7,307
7,476	7,472	7,474	7,472	7,474
7,752	7,751	7,751	7,769	7,751
7,958	7,960	7,960	7,960	7,960
8,165	8,171	8,169	8,169	8,169
8,400	8,392	8,391	8,390	8,392
8,579	8,575	8,574	8,573	8,575
8,841	8,826	8,827	8,824	8,826
8,993	8,986	8,984	8,985	8,985

Çizelge 3.9 Basınç transduserleri hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonları	$y = ax + b$	
	a	b
PT 1	2.0084	-1.0417
PT2	2.0113	-1.1288
PT3	2.0093	-1.158
PT4	2.0104	-1.0707

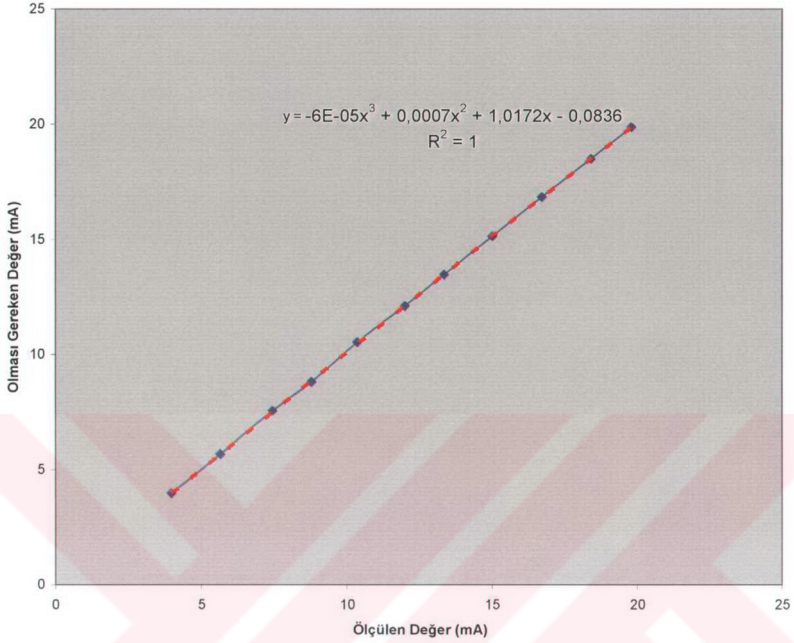
### 3.3.1.5 Fark Basınç Transmitterinin Kalibrasyonu:

Kullanılan cihaz fabrikada 0-500 mmSS arasındaki basınç farklarını ölçmek için ayarlanmıştır. Bu basınç farkı aralığında 0-20 mA çıkışı vardır. Fark basınç transmitterin kalibrasyonunda, cihazın çok hassas olması ve sıfır ayarlarının bozulmaması için su kullanılmıştır. Hava kullanılması halinde cihazın iki nokta arasındaki basınç farkını ölçen diyaframın hasar görme riski vardır. Cihazın yüksek basınç girişine şeffaf elastik bir boru bağlanmıştır. Bu boru dikey düz bir yüzeye yerleştirilmiştir. Bu boru içerisine doldurulacak olan suyun oluşturduğu statik basınç sayesinde cihazın alçak ve yüksek basınç girişleri arasındaki basınç farkı sağlanmıştır. Boru içindeki su yüksekliği ise borunun yanına yerleştirilmiş bir cetvel sayesinde ölçülmüştür. Cihazın alçak basınç girişi atmosfere açılarak atmosfer basıncının ölçümlere olan etkisi ortadan kaldırılmıştır. Şeffaf boru içinde kademeli olarak su doldurulup boru içindeki su basıncı artırılmış ve bu basınç karşılığında cihazdan okunan değerler kayıt edilerek hata eğrisi çizilmiştir. Elde edilen hata eğrisi ve ölçüm değerleri aşağıdaki tablolarda ve şekilde gösterilmiştir.



Çizelge 3.10 Fark basınç transmitteri için değerler

Su Sütunu Yüksekliği (cm)	Ölçülen Değer (mA)	Olması Gereken (mA)	Düzeltilmiş Değer (mA)	Fark
0	4	4	3,993	0,007
5.3	5.686	5,696	5,712	-0,016
11.2	7.482	7,584	7,541	0,043
15.1	8.825	8,832	8,906	-0,074
20.5	10.38	10,56	10,483	0,077
25.4	12.02	12,128	12,140	-0,012
29.7	13.369	13,504	13,497	0,007
34.9	15.039	15,168	15,168	0,000
40.2	16.725	16,864	16,844	0,020
45.4	18.4525	18,528	18,521	0,007
49.7	19.82	19,904	19,885	0,019



Şekil 3.16 Fark basınç transmitteri kalibrasyonu eğrisi ve hata fonksiyonu

### 3.3.1.6 Soğutkan Debimetresinin Kalibrasyonu:

Soğutkan debimetresi için su debimetresi için kullanılan kalibrasyon düzeneğine benzer bir düzenek kullanılmıştır. Bir önceki düzenden farklı suyun bir pompa yardımıyla değil de yukarıdaki bir depodan kendi potansiyeli ile düzenek içerisinde akmasıdır. Kalibrasyon yukarıda olduğu gibi debimetreden geçen suyun belirli bir süre boyunca biriktirilip tartılması ile sonucun debimetreden okunan değerler ile karşılaştırılmasıyla yapılır.

Kalibrasyon için kullanılan su yaklaşık 8 metre yükseklikten aşağıya kendi potansiyeli ile akmaktadır. Kalibrasyon, 0 ile 5 g/s debi aralığı için yapılmıştır. Deneylerde kullanılacak olan debi miktarı 0 ile 2 g/s arasındadır. Bundan dolayı 0 ile 3 g/s arasında 0.25 g/s aralıklarla ölçümler yapılmıştır. 3 ile 5 g/s arasında ise ölçüm aralığı 0.5 g/s olarak alınmıştır. Kalibrasyon için kullanılan düzenek aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



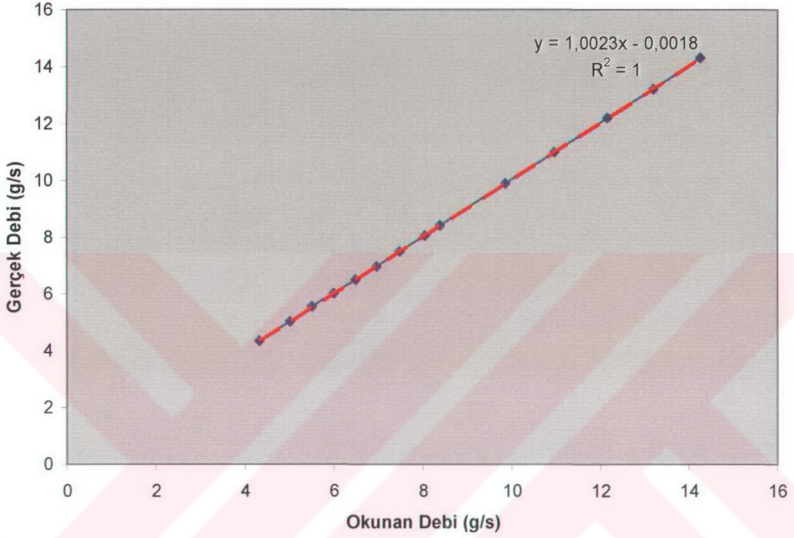
Şekil 3.16 Soğutkan debimetresi kalibrasyonu için kullanılan düzenek

Kalibrasyon sırasında elde edilen veriler aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 3.11 Ölçülen debi miktarları

Tartılan Debi Miktarı (g/s)	Debimetreden okunan değer (mA)	Olması Gereken Değer (mA)	Fark
0.177799	4.343	4.3598	0.0168
0.52025	5.034	5.0405	0.0065
0.782	5.553	5.564	0.034
1.01725	6.018	6.0345	0.016
1.2564	6.505	6.5128	0.0078
1.4922	6.976	6.9844	0.008
1.752	7.501	7.504	0.003
2.038	8.065	8.076	0.011
2.2111	8.405	8.422	0.017
2.9489	9.882	9.8978	0.015
3.5009	10.986	11.001	0.015
4.1080	12.181	12.216	0.035
4.6124	13.208	13.224	0.016
5.159	14.269	14.318	0.049

Elde edilen verilerle debimetrenin hata eğrisi çizilmiştir. Buna göre elde edilen hata eğrisi ve denklemi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bir sonraki çizelgede ise, hata fonksiyonunun kullanılmasından sonra elde edilen düzeltilmiş sonuçlar ve düzeltilmiş değerler ile ham veriler arasındaki fark gösterilmiştir.



Şekil 3.17 Soğutkan debimetresi kalibrasyonu hata eğrisi

Çizelge 3.12 Düzeltilmiş debi miktarları

Tartılan Debi Miktarı (g/s)	Debimetreden Okunan Değer (mA)	Düzeltilmiş Değer (mA)	Düzeltilmiş Debi (g/s)	Fark
0.177799	4.343	4.351	0.175	-0.024
0.52025	5.034	5.043	0.521	0.001
0.782	5.553	5.54	0.77	-0.011
1.01725	6.018	6.030	1.015	-0.002
1.2564	6.505	6.518	1.259	-0.002
1.4922	6.976	6.990	1.495	-0.002
1.752	7.501	7.516	1.758	0.006
2.038	8.065	8.081	2.040	0.002
2.2111	8.405	8.422	2.211	0.001
2.9489	9.882	9.902	2.951	0.002
3.5009	10.986	11.009	3.504	0.003
4.1080	12.181	12.207	4.103	-0.004
4.6124	13.208	13.236	4.618	0.005
5.159	14.269	14.30	5.150	-0.008

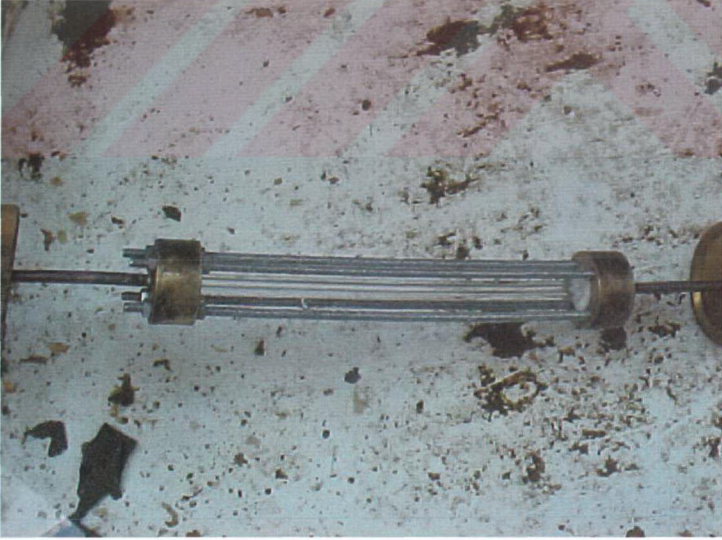
### 3.3.2 Sızdırmazlık Testleri :

Sızdırmazlık izobütan gibi patlayıcı bir akışkan ile çalışıldığından dolayı deney düzeneğinde dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan birisidir. Deney düzeneği tamamen kurulduktan sonra basınç altında sızdırmazlık kontrolü yapılacağı gibi, düzeneğin kurulumunda kullanılan parçalarında imalatı sırasında sızdırmazlık kontrolü yapılmıştır. Sızdırmazlık problemi en çok parçaların hatta bağlandığı giriş ve çıkış noktalarında yada flanşlı parçaların flanş kısmında görülmüştür. Bilhassa ölçekli kaplar ve gözetleme camları, sızdırmazlık probleminin en fazla yaşandığı parçalardır.

Sızdırmazlık testleri, parçaların içerisine basınçlı hava verildikten sonra içi su dolu bir havuza batırılması suretiyle yapılmaktadır. Parçaların etrafından su yüzeyine doğru yükselen kabarcıkların gözlemlenmesi ile kaçak kontrolü yapılmaktadır.



Şekil 3.18 Ölçekli kapları su içerisinde kaçak kontrolünün yapılması



Şekil 3.19 Gözetleme camlarının su içerisindeki kaçak kontrollerinin yapılması

#### 4 SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Yapılan araştırmalar sonucunda R600a'nın çevreye duyarlı alternatif soğutucu akışkanlar arasında kullanıma en uygun soğutucu akışkan olduğu belirlenmiştir. Alternatif soğutucu akışkanlar arasında kullanılmakta olan R134a, ozon tabakasına zarar vermemesine rağmen (Ozon tahribatı sıfırdır.), küresel ısınmaya olan etkisi büyüktür. R600a da ise hem ozon tahribatı hem de küresel ısınmaya olan etkisi çok küçüktür.

Çevresel özelliklerinin yanı sıra soğutma cihazlarındaki elektrik tüketimi açısından, R600a diğeri soğutucu akışkanlara göre daha üstündür. R600a'nın kullanıldığı buzdolaplarında harcanan elektrik enerjisi, R134a ve R12'nin kullandığı buzdolaplarının enerji tüketimlerinden yaklaşık olarak % 20 daha azdır.

Yatay boru iç kısmında yoğuşma yapılmış olan çalışmalar ışığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

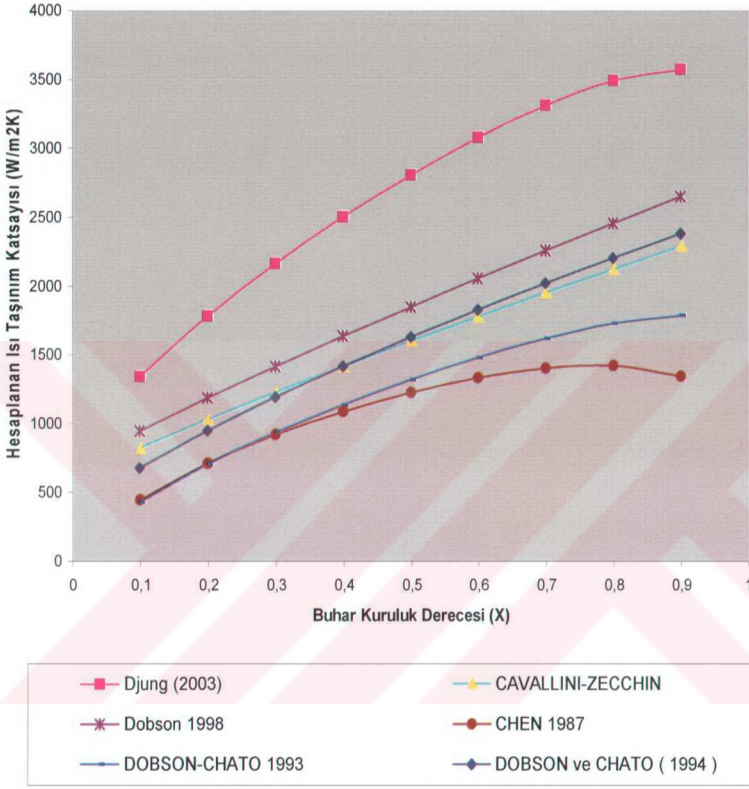
Literatürde yapılan araştırma sonucunda, R600a için, yatay boru içerisinde yoğuşma esnasında ısı taşınım katsayısı hesaplanması ve basınç düşüşünün belirlenmesi üzerine teorik ve deneysel çalışma bulunmamıştır. Yapılan çalışmalar bu soğutucu akışkanın, diğeri soğutucu akışkanlar ile ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü miktarının karşılaştırılması üzerinedir. R600a'ya özgün bir çalışma literatürde mevcut değildir. Bu konuda yapılmakta olan doktora çalışması oldukça önemlidir.

Literatür araştırmasında incelenmiş olan bağıntıların, deneysel ve teorik sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarı aşağıda karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.1 Bağıntıların teorik ve deneysel sonuçları arasındaki yüzde sapma miktarı

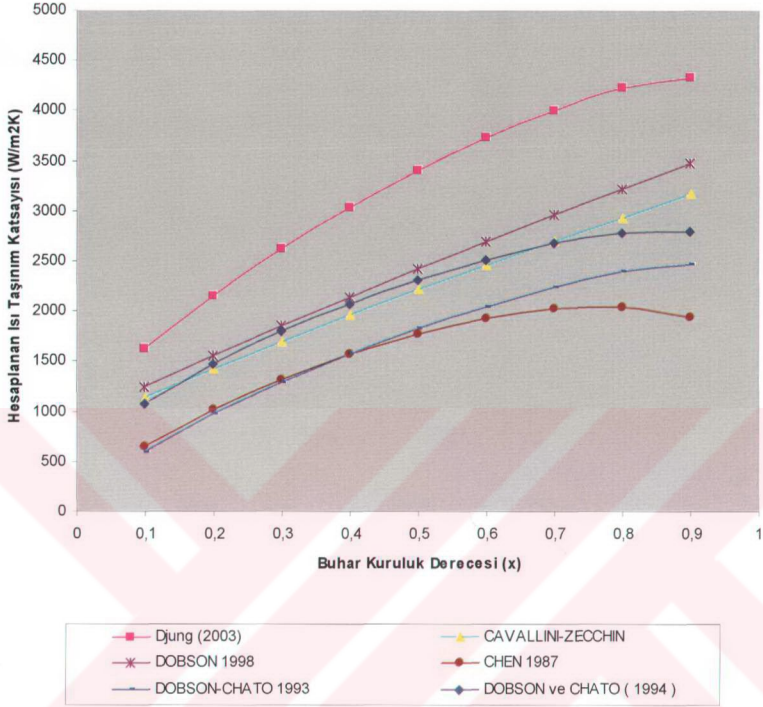
Yerçekimi Kuvvetlerinin Baskın Olduğu Yoğuşma			Atalet Kuvvetlerinin Baskın Olduğu Yoğuşma		
Bağıntı	Denklemler No	% Sapma Miktarı	Bağıntı	Denklemler No	% Sapma Miktarı
Chato	2.87	12.8	Shah	2.111	15.7
Jester-Kosky	2.88	37	Cavallini-Zecchin	2.113	11.6
Rosson-Myers	2.91	21.3	Traviss	2.154	13.7
Dobson – Chato	2.90	15	Chen	2.134	23.3
Ananiev	2.84	20	Dobson-Chato	2.121	4.5
			Dobson (1998)	2.115	22
			Dobson	2.120	4.5
			Jung	2.123	10

Aşağıdaki grafiklerde değişik kütleli akılar, yukarıda incelenmiş olan bağıntılarla hesaplanmış tahmini ısı taşınım katsayısı değerleri gösterilmektedir.

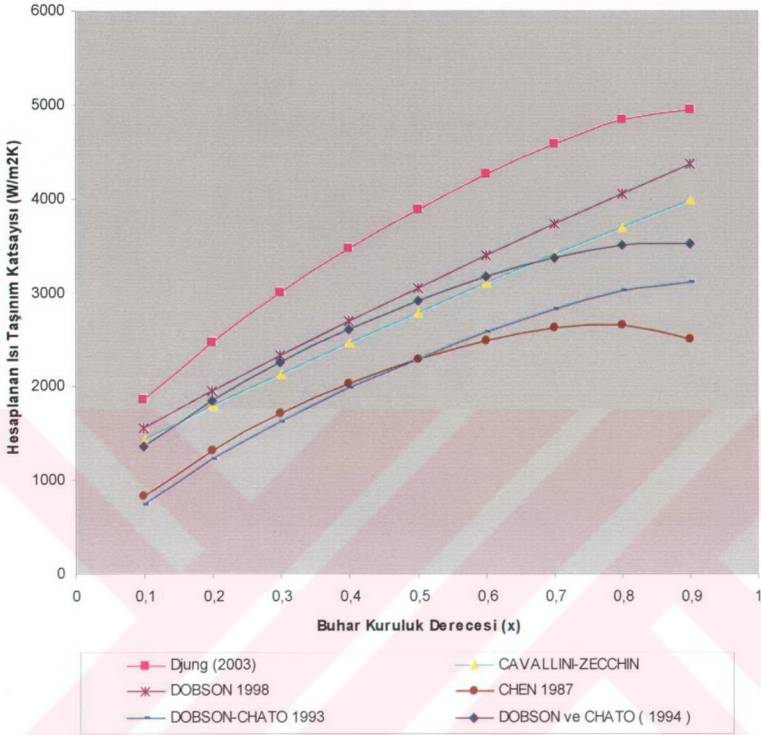


Şekil 4.1 Kütleli Akının  $50 \text{ kg/m}^2$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi





Şekil 4.2 Kütlesel Akımın  $75 \text{ kg/m}^2$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil 4.3 Kütleles Akının  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi

Yukarıdaki grafiklerde, 3 farklı kütleles akı için, değişen buhar kuruluk derecelerine göre hesaplanan ısı taşınım katsayılarının birbirleri ile karşılaştırılması görülmektedir. Isı taşınım katsayıları, R600a soğutucu akışkanının, 5.35 mm iç çapa, 6.25 mm dış çapa sahip düz pürüzsüz bir boru içerisinde,  $45^\circ\text{C}$ 'de yoğunluğu düşütülerek hesaplanmıştır.

Yukarıda kullanılan bağıntılar, farklı soğutucu akışkanlar için farklı şartlar altında yapılan deneysel çalışmalar sonucunda geliştirilmiştir. Çalışmalarda, genellikle HCFC ve CFC'ler kullanılmıştır. Çalışmalarda, farklı akışkanlar kullanıldığından kullanılan bağıntılar R600a için farklı sonuçlar verebilmektedir.

Grafiklerdeki eğriler incelendiğinde, kullanılan bağıntıların birbirine yakın sonuçlar verdiği görülüyor. Aralarından sadece Jung (2003) bağıntısı diğer bağıntılara göre daha yüksek sonuçlar vermektedir. Bunun nedeni ise, bağıntı içindeki kaynama sayısı teriminden kaynaklanmaktadır. Bu terim ile Jung, kütle akışı ile ısı transferi oranını hesaplara katarak bağıntıdan hesapladığı ısı taşınım katsayılarını, deneysel sonuçlara uydurmaya çalışmıştır.

Yukarıdaki grafikler incelendiğinde, ısı taşınım katsayısının, kütle akının ve buhar kuruluk derecesinin artması ile arttığı görülmektedir. Kütle akı arttığında, boru içerisindeki kesitteki akış hızı artmakta ve buna bağlı olarak ısı transferi giderek artmaktadır. Kuruluk derecesinin yüksek olması, akış içerisinde buhar miktarının fazla olduğunu göstermektedir. Buhar miktarının fazla olması, akış yüzeyinde yoğuşan sıvı miktarının az olduğunu göstermektedir. Bu durumda yüzeyde yoğuşan sıvı film tabakası daha incedir. Bilindiği üzere iletimle ısı transferi, ısı geçişinin olduğu ortamın kalınlığı ile ters orantılıdır. İnce olan sıvı filminden ötürü iletimle ısı transferi bu ortamda daha yüksektir.

Deney tesisatının tasarımı sırasında kullanılacak parçaların R600a ile uyumlu olması oldukça önemlidir. Büyük miktarda R600a ile çalışıldığından, herhangi bir sızıntı olması durumunda, ortamdaki gazın patlaması ile ölüme neden verebilecek kazalar meydana gelebilir. R600a korozif özellikte bir malzeme olmadığından herhangi bir metalle kullanılabilir. Deney tesisatında bakır boru kullanılmıştır..

Sızıntı her ne kadar iyi yapılmış olsa da, ortamda kullanılan cihazların herhangi bir elektrik arki oluşturmaması (yani ex-proof olması) güvenli bir çalışma için gereklidir. Elektrik aksamını iyi yerleştirilmiş olması ve gerekli önlemlerin alınmasına dikkat edilmelidir. Basınç ölçmelerinde kullanılacak olan basınç transduserlerinin de ex-proof olmasına özen gösterilmelidir. Ayrıca çalışılacak ortamın bir sistem ile devamlı havalandırılması sağlanırsa sızıntı olması durumunda karşılaşılabilecek patlama riski daha da az olacaktır. Şartlar uygunsu çalışmanın büyük hacimli bir mekan içinde yapılması ortamdaki R600a konsantrasyonunu düşüreceğinden patlama riskini düşürecektir.

Kauçuk, R600a ile tepkimeye girerek zamanla zarar görmekte ve sızdırmazlık elemanı olarak kullanıldığında gerekli sızdırmazlığı sağlayamamaktadır. Bunun için kauçuk sızdırmazlık elemanları yerine; R600a ile uyumlu bir şekilde çalışabilecek olan teflon sızdırmazlık elemanlarının kullanılması daha uygun olacaktır. Akış esnasında sıcaklık ölçmesinde kullanılacak olan RTD'lerde bağlantı esnasında kullanılan sızdırmazlık elemanları teflon olmasına dikkat edilmelidir.

Kalibrasyonlar yapılırken, ölçümlerin doğru olarak kaydedildiğinden emin olmalıdır. Bu iş için kullanılacak bir bilgisayar ile ölçümlerin kaydedilmesi daha sonra yorumlama aşamasında da size yardımcı olacaktır.

Kalibrasyon yaparken ölçüm elemanlarının hataları ile verilerin toplandığı dataloggerin hatalarının da hesaplara katılmasına dikkat edilmelidir. Ölçüm için kullanılan cihazların, ölçüm esnasında da, kalibrasyon esnasında verilerin toplandığı kanallara bağlanması ile ölçüm sonuçları kalibrasyon sonrası elde edilen hata fonksiyonları ile kullanılarak düzeltililebilir. Farklı kanallar farklı şekilde ölçüm yapacağından kalibrasyon eğrileri farklı kanallar için farklıdır. Bunun yanı sıra debimetre kalibrasyonlarında kullanılan tartıların hata değerlerinin yada fark basınç transmitterinin kalibrasyonun da su yüksekliğinin ölçülmesi gözle yapıldığından göz hatasının da olduğu hesaplara katılmalıdır.

## KAYNAKLAR

- Bonhomme, D.M., (1991), "Condensation of Ozone-Safe Refrigerants in Horizontal Tubes" ACRC Technical Report 06.
- Bromley, L.A., (1952), "Effect of Heat Capacity on Condensation", Industrial and Engineering Chemistry, 44; 2966-2969
- Carey, V.P., (1992), Liquid-Vapor Phase Change Phenomena. An Introduction to The Thermophysic of Vaporization and Condensation Process in Heat Transfer Equipment, Hemisphere, New York
- Chen, M.M., (1961), "An Analytical Study of Laminar Film Condensation. Part II: Single and Multiple Horizontal Tubes", International Journal of Heat Transfer, 83; 55-60
- Collier, J.G., Thome, J.R., (1996), "Convective Boiling and Condensation, Third Edition", Oxford University Press Inc., New York
- Dengler, C.E. ve Addoms, J.N., (1956), "Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water in a Vertical Tube", Chemical Engineering Progress Symposium Series, 52, No:18; 95-103
- Dhir, V. ve Lienhard, J., (1971), "Laminar Film Condensation on Plane and Axisymmetric Bodies in Non-uniform Gravity", Journal of Heat Transfer, 93; 97-100
- Dobson, M.K. ve Chato, J.C., (1998), "Condensation Inside Horizontal Tubes", Journal of Heat Transfer, 120; 193-213
- Dobson, M.K. ve Chato, J.C., (1994), "Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes", ACRC Technical Report 57.
- Dobson, M.K. ve Chato, J.C., (1993), "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-134a and R-12", ACRC Technical Report 38.
- Dukler, A.E. ve Hubbard, M.G., (1975), "A Model for Gas-Liquid Slug Flow in Horizontal and Near Horizontal Tubes", Ind. Eng. Chem. Fundamentals, 14, No:4; 337-347
- Eckels, S.J. ve Pate, M.B., (1991), "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12", International Journal of Refrigeration, 14, 2; 70-77
- Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., (2001), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 4. Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Jaster, H. ve Kosky, P.G., (1976), "Condensation in a Mixed Flow Regime", International Journal of Heat and Mass Transfer, 19; 95-99
- Jung, D. ve Song, K., (2002), "Flow Condensation Heat Transfer Coefficient of Pure Refrigerants", International Journal of Refrigeration, 2003, 26; 4-11
- Kutateladze, S.S., (1982), "Semi-empirical Theory of Film Condensation Pure Vapours", Int. Journal Heat Mass Transfer, 25; 653-660
- MacLain-cross, I.L. ve Leonardi, E. (1997), "Why Hydrocarbons Save Energy", AIRAH Journal, June 1997, Volume 51, No:6; 33-37
- Rohsenow, W.M., (1956), "Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation", ASME Transaction, 78; 1645-1648
- Rosson, H.F. ve Meyers, J.A., (1965), "Point Values of Condensing Film Coefficients Inside a Horizontal Tube", Chemical Engineering Progress Symposium Series, 61, No:59; 190-199

- Sadasivan, P. Ve Lienhard, J.H., (1987), "Sensible Heat Correction in Laminar Film Boiling and Condensation", *International Journal of Heat Transfer*, 109; 545-546
- Shah, M.M., (1979), "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes.", *Journal of Heat and Mass Transfer*. 22; 547-556 14(2), 70-77
- Soliman, H.M., (1982), "On the Annular to Wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes", *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 60; 475-481
- Soliman, H.M., (1983), "Correlation of Mist to Annular Transition During Condensation", *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 61; 178-182
- Soliman, H.M., (1986), "The Mist-Annular Transition During Condensation and Its Influence on the Heat Transfer Mechanism", *International Journal of Multiphase Flow*, 12, No:2; 277-288
- Sparrow, E.M. ve Gregg, J.L., (1959), "A Theory of Rotating Condensation", *International Journal of Heat Transfer*, 81; 113
- Tang, L., (1997), "Empirical Study of New Refrigerant Flow Condensation Inside Horizontal Smooth and Microfine Tubes", UMI microform, 9808671
- Thome, J.R. Hajal, E., Cavallini, A. (2002), "Condensation in Horizontal Tubes, Part 1: Two Phase Flow Pattern Map", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3349-3363
- Thome, J.R., Hajal, E., Cavallini, A., (2002), "Condensation in Horizontal Tubes, Part 2: New Heat Transfer Model Based on Flow Regimes", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3365-3387
- Zivi, S.M., (1964), "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", *ASME Journal of Heat Transfer*, 86; 247-252

## ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	28.08.1980	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1994 – 1998	İstanbul Haydarpaşa Anadolu Lisesi
Lisans	1998 – 2002	Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002 - 2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı