

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİKROKANATLI EĞİMLİ BORU İÇİNDE R134a’NİN
YOĞUŞMADA ISI TAŞINIM KATSAYISININ
ARAŞTIRILMASI**

Makine Mühendisi Gökhan DUYMAZ

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Sebiha YILDIZ

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
İNDİS LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. YOĞUŞMA İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR.....	2
2.1 Film Yoğuşması.....	2
2.2 Akış Rejimleri.....	4
2.3 Düşey Yüzeylerde Film Yoğuşması	4
2.4 Düşey Yüzeylerde Dalgalı Laminar Akış.....	7
2.5 Düşey Yüzeylerde Türbülanslı Akış.....	8
3. KAYNAKLARDA TERS AKIŞLI YOĞUŞMAYI İÇEREN ÇALIŞMALAR ...	10
3.1 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Isı Transferini İnceleyen Çalışmalar.....	10
3.2 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Taşmayı İnceleyen Çalışmalar.....	13
3.3 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Basınç Düşümünü İnceleyen Çalışmalar.....	16
4. DENEY DÜZENEGİ.....	20
4.1 Test Borusu.....	21
4.2 Deney Hazırlığı.....	23
4.3 Deney Düzenegi Cihazları ve Ölçme Cihazları.....	24
4.4 Ölçme Parametrelerinin Kontrolü.....	26
4.5 Deneysel Sonuçların Alınması İşlemi	26
4.6 Deneylerin Yürütülmesi ve Değerlendirme.....	27
4.7 Deney Tesisatının Fotoğrafları	28
5. DENEY SONUÇLARININ TARTIŞILMASI.....	36
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	42
7. HATA ANALİZİ.....	43

7.1	Belirsizlik Analiz Yöntemi	44
7.2	Buhar Hızının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti.....	44
7.3	Film Reynolds Sayısının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti.....	46
7.4	Nusselt Sayısının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti.....	47
KAYNAKLAR.....		55
ÖZGEÇMİŞ.....		58

SİMGE LİSTESİ

A	Alan[m ²]
Bo	Bond Sayısı
C _p	Sabit Basınçta Özgül Isı [J/kgK]
C ₁ , C ₂	Sabit
D	Çap [m]
d	Çap[m]
Fr	Froude Sayısı
g	Yerçekimi İvmesi[m/s ²]
h _{fg}	Faz Değişim Gizli Isısı[J/kg]
Ku	Kutateladze Sayısı
L	Uzunluk[m]
\dot{M}	Akışkan Kütleli Debisi [kg/s]
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınç[Pa]
p	Islak Çevre[m]
Pr	Prandtl Sayısı
R	Yarıçap[m]
\dot{Q}	Isı Miktarı[W]
Re	Reynolds Sayısı
T	Sıcaklık[°C]
w	Hız[m/s]
δ	Film Kalınlığı [m]
ρ	Yoğunluk[kg/m ³]
v	Kinematik Viskozite[m ² /s]
μ	Dinamik Viskozite[kg/ms]
α	Isı Taşınım Katsayısı [W/m ² K]
λ	İletim Katsayısı[W/mK]
β	Eğim Açısı[°]
σ	Yüzey Gerilimi[N/m]
ε	Buhar Hacmi
ξ	Sürtünme Katsayısı
Ω	Çift Faz Parametreleri

İNDİS LİSTESİ

b	Buhar
f	Film
g	Gaz
h	Hidrolik
ısıtma	Isıtma
i	sıvı veya gaz hal
l	Sıvı
m	Ortalama
s	Yoğuşma
su	Su
v	Buhar
w	Duvar
y	Yüzey
yoğ	Yoğuşan Miktar
+	Boyutsuz

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Düşey bir yüzeyde film yoğuşmasının gösterilmesi	3
Şekil 2.2 Düşey yüzeylerde laminar, dalgalı laminar ve türbülanslı akış için boyutsuzlaştırılmış ısı transfer katsayısı.....	9
Şekil 4.1 Deney tesisatının şematik gösterimi.....	21
Şekil 4.2 Test borusunun fotoğrafları	22
Şekil 4.3 Test borusunun şematik gösterimleri	23
Şekil 4.4 Deney tesisatının genel bir görünüşü	28
Şekil 4.5 Deney tesisatının ana güç paneli	29
Şekil 4.6 Deney borusu.....	29
Şekil 4.7 W1 evaporatörü	30
Şekil 4.8 W2 kondenseri.....	30
Şekil 4.9 B1 ana tankı.....	31
Şekil 4.10 B2 yoğuşan R134a'nın ölçme düzeneği.....	31
Şekil 4.11 R134a pompası (P1)	32
Şekil 4.12 B1 ana tankı ve kondenser termostat tankları	32
Şekil 4.13 B1 termostatı kontrolü.....	33
Şekil 4.14 Kondenser termostatı kontrolü	33
Şekil 4.15 Soğutma suyu ve evaporatör termostatları	34
Şekil 4.16 Soğutma suyu kontrolü.....	34
Şekil 4.17 Evaporatör pompası.....	35
Şekil 4.18 Diferansiyel basınç farkı elektrikli ısıtıcısı kontrolü.....	35
Şekil 5.1 0.735 MPa basınçta yoğuşma sıcaklığı duvar sıcaklığı farkı ile yoğuşma oranı değişimi	36
Şekil 5.2 0.810 MPa basınçta yoğuşma sıcaklığı duvar sıcaklığı farkı ile yoğuşma oranı değişimi	36
Şekil 5.3 0.735 MPa basınçta yoğuşma kütleli debisi ile ortalama ısı taşınım katsayısı değişimi	37
Şekil 5.4 0.810 MPa basınçta yoğuşma kütleli debisi ile ortalama ısı taşınım katsayısı değişimi	38
Şekil 5.5 0.735 MPa basınçta ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi. 38	
Şekil 5.6 0.810 MPa basınçta ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi. 39	
Şekil 5.7 0.735 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Wang-Ma korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması.....	39

Şekil 5.8 0.810 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Wang-Ma korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması.....	40
Şekil 5.9 0.735 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Stefan Fiedler korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması.....	40
Şekil 5.10 0.810 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Stefan Fiedler korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması.....	41

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 R134a'nın Özellikleri	20
Çizelge 4.2 Mikro kanatlı boru detayları.....	22
Çizelge 4.3 Deney Tesisatında Kullanılan Cihazlar	24
Çizelge 4.4 Deney Tesisatında Kullanılan Ölçme Cihazları	25

ÖNSÖZ

Yüksek lisans bitirme tezimin başlangıcından sonuna kadar sürekli desteği ve katkısıyla bana yardımcı olan değerli hocam, saygıdeğer danışmanın Doç. Dr. Sebiha YILDIZ'a teşekkürü bir borç bilirim.

Eğitim hayatım süresince maddi ve manevi olarak her türlü desteklerini benden esirgemeyen annem Yurdagül DUYMAZ ve babam Orhan DUYMAZ'a şükranlarımı sunarım.

ÖZET

R134a akışkanının mikrokanaatlı boru içinde 0.735–0.810 MPa basınçlarda, yatayla 30⁰, 38⁰, 45⁰, 60⁰ ve 90⁰'lik eğimlerde ters akışlı yoğuşma sırasında meydana gelen ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir.

Isı transferi oluşurken R134a buharı boru içinden yukarı doğru akarken, borunun etrafından akan soğutucu akışkan su aşağıya doğru akmaktadır. Bu deneyler sırasında Refprop programı kullanılarak, ölçülen değerlere karşılık gelen sıvı özellikleri atanmış olup, bu değerlerle ilgili çalışmalar Microsoft Excel programında çalışılmıştır.

Literatürde bulunan ters akışlı yoğuşma araştırmaları incelenmiş olup, bu çalışmalarda kullanılan korelasyonlar açıklanmıştır. Deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler yorumlanarak, maksimum ve minimum ısı transferlerinin hangi açılarda meydana geldiği ve ısı transferinin diğer parametrelerle değişimi karşılaştırılması yapılmıştır.

ABSTRACT

Reflux condensation heat transfer coefficient of R134a at 0.735–0.810 MPa pressures, and in inclination angles 30° , 38° , 45° , 60° ve 90° with horizontal in microfin tube is experimentally investigated.

Heat transfer development occurs when the vapour of R134a flows upward while cooling fluid water is flowing downward on the circumferencial surface of the test section. Refprop program is used in this experimental study to assign the fluid properties of the measured values to Microsoft Excel program.

Previous studies that are studying reflux condensation are analysed and correlations in these studies are explained. The acquired data in this experimental investigation are commented, effect of inclination angle on maximum and minimum heat transfer is studied and the variation of heat transfer with other parameters are explained.

1. GİRİŞ

Ters akışlı yoğuşmada buhar eğimli veya düşey bir boruya alt taraftan girerek borunun üst tarafına akarken yoğuşan buhar ise yerçekiminin etkisiyle buharın akış yönünün tersi yönüne doğru akar. Ters akışlı yoğuşmanın tipik uygulama alanları, rektifikasyon kolonları, reaktörler, çift fazlı termosifonlar ve ısı değiştiricilerdir. Bu çalışmada ters akışlı yoğuşma sırasında meydana gelen ısı transferi deneysel olarak araştırılıp, ısı transferi miktarının boru eğim açısıyla değişmesi incelenmiştir.

Ters akışlı yoğuşma sırasında yoğuşan sıvının buharın tersi yönde akması yerine buhar hızının etkisiyle aynı yönde aktığı maksimum bir buhar hızı vardır, bu buhar hızıyla birlikte flooding (taşma) meydana gelmektedir. Bu çalışmada taşma sınırına gelmeden ısı transferi incelemesi yapılmıştır.

Öncelikle ilgili kaynaklardan teorik olarak düşey yüzeylerde film yoğuşması incelemesi yapılmış, daha sonra literatürde bulunan ters akışlı yoğuşma sırasında meydana gelen durumların açıklaması yapılmıştır.

R134a akışkanı buharının farklı şartlarda ters akışlı yoğuşması sırasında kullanılan deney düzeneği açıklanmış olup, deney borusu ile ilgili bilgiler verilmiştir. Bakır malzemeden yapılmış, yatayla farklı eğim açılarında 500 mm uzunluğunda, 7 mm iç çapına sahip mikrokanatlı bu borunun içine alt taraftan giren buhar, yukarı doğru akarken yoğuşma meydana gelmektedir. R134a'nın yoğuşması, deney borusunun etrafından geçen soğutma suyu ile R134a buharı arasında meydana gelen ısı transferi sonucudur. Merkezleri çakışık iki borudan oluşan test düzeneğinde buhar iç taraftaki borudan yukarı doğru akarken, iki boru arasındaki hacimden soğutucu akışkan su yukarıdan aşağıya doğru akmaktadır. İç taraftaki boru iç yüzeyinde yoğuşan R134a buharı aşağıya doğru akarak, ters akışlı yoğuşma gerçekleşir.

Isı transferi deneyleri sırasında kullanılan ölçme teknikleri anlatılmıştır. Daha sonra bu ölçümler sırasında oluşan verilerin bilgisayarda toplanması ve üzerinde çalışma yöntemleri anlatılmıştır. Her bir deney 30^0 , 38^0 , 45^0 , 60^0 ve 90^0 'lik eğimlerde, 0.735 MPa ve 0.810 MPa'lık sistem basınçlarında yapılmıştır.

En son olarak hata analizi yapılarak, kullanılan cihazlardan dolayı meydana gelen hatalar incelenmiştir.

2. YOĞUŞMA İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Yoğuşma, buhar sıcaklığının mevcut buhar basıncının doyma sıcaklığı olan T_s 'nin altında bir sıcaklığa düşmesinin meydana gelmesiyle oluşur. Yoğuşma genellikle buhar ile buharın yoğuşma sıcaklığı T_s 'nin altında olan bir yüzeyin teması durumunda oluşur, ancak aynı zamanda yoğuşma, sıcaklığı T_s 'nin altında olan sıvı veya gazın serbest yüzeyinde de oluşabilir. Bu son durumda, sıvı damlacıkları gaz formunda asılı durur.

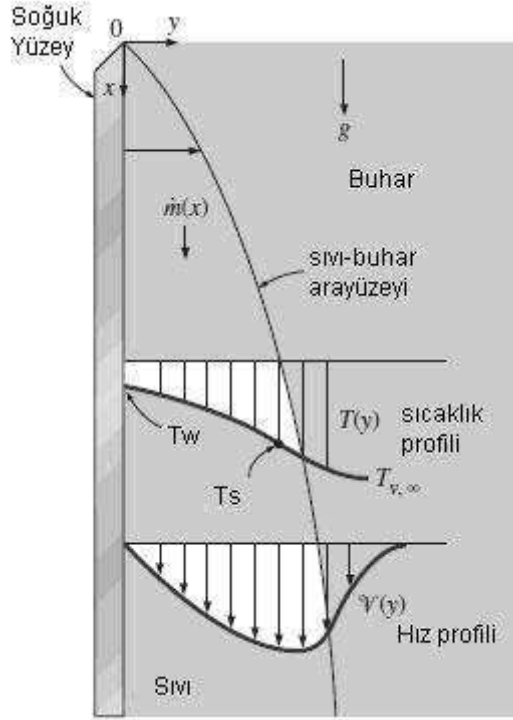
Buharın katı bir yüzeye karşılaşması durumunda, iki çeşit yoğuşma meydana gelir, bunlar film yoğuşması ve damlacık yoğuşmasıdır. Film yoğuşmasında, yoğuşma yüzeyi ıslatır ve bir sıvı filmi oluşturarak yerçekimi etkisi altında akmaya başlar. Sıvı filmi kalınlığı, sıvı filminin üzerinde de buhar yoğuşması olduğu için akış yönünde artar. Pratik olarak yoğuşma bu şekilde gerçekleşir. Damlacık yoğuşmasında ise, yoğuşmuş olan buhar tanecikleri sürekli bir film oluşturmak yerine damlacıkları oluşturur ve yüzeyde sayısız ve farklı çaplarda damlacıklar meydana gelir.

Film yoğuşmasında, yüzey artan bir sıvı filmi ile kaplanır ve bu katı yüzeye buhar arasında oluşan 'sıvı duvarı' ısı transferi için bir direnç oluşturur. Buhar yoğuşurken ortaya çıkan buharlaşma ısı h_{fg} , yüzeye ulaşmadan önce bu dirençten geçmelidir. Damlacıklı yoğuşmada ısı transferi için herhangi bir direnç meydana gelmemektedir. Sonuç olarak, damlacıklı yoğuşmada meydana gelen ısı transferi oranı film yoğuşmasında göre 10 kat daha büyüktür. Böyle olunca da ısı transferi uygulamalarında damlacıklı yoğuşma çeşidi tercih edilmiştir, damlacıklı yoğuşma için çeşitli buhar katkı maddeleri ve yüzey tabakaları ile denemeler yapılmıştır. Bu girişimlerin çokta başarılı olmamasından dolayı belli bir zaman sonra, damlacıklı yoğuşma denemeleri, film yoğuşması üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu sebepten dolayı da, genel olarak ısı transferi ekipmanlarının tasarımında film yoğuşması üzerine durulmuştur.

2.1 Film Yoğuşması

Şekil 2.1de düşey bir yüzeyde film yoğuşması gösterilmektedir. Sıvı filmi üst taraftan başlayarak yerçekimi etkisi altında aşağıya doğru akmaktadır. Sıvı buhar ara yüzeyinde oluşan sürekli yoğuşmadan dolayı, x yönünde film kalınlığı δ sürekli artmaktadır. Buharlaşmanın oluşması için T_w sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı olan T_s 'nin altında olmalıdır. Yoğuşmanın hız ve sıcaklık profilleri şekil üzerinde verilmiştir. Duvar yüzeyindeki sıvı hızı kayma olmamasından dolayı sıfır iken, buhar sıvı ara yüzeyinde maksimum hıza ulaşmaktadır. Ara yüzeyde yoğuşma sıcaklığı T_s 'de olan sıvı filmi sıcaklığı ise, duvar

yüzeyine doğru (T_w 'ye doğru) azalmaktadır.



Şekil 2.1 Düşey bir yüzeyde film yoğuşmasının gösterilmesi, Çengel, (2003)

Yoğuşma boyunca ısı transferi, yoğuşmanın laminar veya türbülanslı olmasına göre değişmektedir. Bu kriter ise, Reynolds sayısına göre belirlenmektedir. Reynolds sayısı ise;

$$Re = \frac{D_h \rho_l w_l}{\mu_l} = \frac{4A_c \rho_l w_l}{p \mu_l} = \frac{4\rho_l w_l \delta}{\mu_l} = \frac{4\dot{M}}{p \mu_l} \quad (2.1)$$

Şeklinde gösterilmektedir.

Buharlaştırma gizli ısısı h_{fg} , birim buhar kütesinin yoğuşmasından meydana çıkan ısı miktarıdır ve bu her bir birim buharın yoğuşmasında oluşan ısı transferini ifade eder. Ancak gerçekte yoğuşma sıcaklığı T_s , T_w duvar sıcaklığına düşerek daha fazla ısı miktarı ortaya çıkarmaktadır. Böylece gerçek ısı transferi daha büyük olmaktadır. Rohsenow (1956), sıvının yoğuşma sıcaklığı altına düşürülmesinde ortaya çıkan ısı miktarını modifiye etmiş ve gizli buharlaştırma ısısını h_{fg}^* ile göstermiştir. Bu ise;

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68C_{pl}(T_s - T_w) \quad (2.2)$$

Aynı denklemi eğer buhar kondenser girişine kızgın olarak giriyorsa da uygulayabiliriz. Bu

durumda ilk olarak kızgın buhar sıcaklığı T_b yoğuşma sıcaklığı olan T_s ye kadar soğutulmalıdır, aynı şekilde bu soğutma sırasında meydana çıkan ısı da duvar yüzeyine transfer edilmelidir. Her bir birim kızgın buharın sıcaklığının T_s ye kadar düşürülmesinde ortaya çıkan ısı miktarı $C_{pb}(T_b-T_s)$ şeklinde ifade edilebilir. Böylece modifiye edilmiş buhar gizli ısısı;

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68C_{pl}(T_s - T_w) + C_{pb}(T_b - T_s) \quad (2.3)$$

Olur. Buna dayanarak ısı transferi miktarını;

$$\dot{Q} = \alpha A_y (T_s - T_w) = M h_{fg}^* \quad (2.4)$$

Reynolds sayısının verildiği denklem m için çözüldüğünde,

$$Re = \frac{4\dot{Q}}{p\mu_l h_{fg}^*} = \frac{4A_y \alpha (T_s - T_w)}{p\mu_l h_{fg}^*} \quad (2.5)$$

Meydana gelir. Bu denklem yoğuşma ısı transfer katsayısı veya ısı transfer miktarı bilindiği zaman geçerlidir. Sıvı filmi sıcaklığı buhar sıvı ara yüzeyinde T_s ile duvar yüzeyinde T_w sıcaklığı arasında değişmektedir. Ancak ortalama sıvı sıcaklığını belirlemek için sıvı özellikleri de değerlendirilmelidir.

2.2 Akış Rejimleri

Düşey yüzey üzerinde yoğuşmada Reynolds sayısı, sıvı film kalınlığının δ artmasından dolayı akış yönünde artış göstermektedir. Sıvı filminin akışı Reynold sayısının değerine bağlı olarak farklı rejimler ortaya koyar. $Re \leq 30$ için sıvı filminin dış yüzeyi pürüzsüz ve dalgasız olarak kabul edilir ve bu akış laminar olarak adlandırılır. Reynolds sayısı arttıkça sıvı filminin serbest yüzeyinde dalgalanmalar meydana gelir. $450 < Re < 1800$ aralığı için yoğuşma akışı dalgalı-laminar şeklinde anılır. $Re > 1800$ içinde türbülanslıdır.

2.3 Düşey Yüzeylerde Film Yoğuşması

T_s yoğuşma sıcaklığında bulunan buharla karşılaşan T_w sabit sıcaklığındaki L boyunda ve b derinliğinde düşey bir plakanın şekilde gösterildiği gibi üst yüzeyinden meydana gelen yoğuşma x yönünde aşağıya doğru akmaktadır. Yüzey sıcaklığı yoğuşma sıcaklığının altında olmasından dolayı buhar bu yüzeyde yoğuşmaktadır. Oluşan sıvı filmi ise yerçekimi etkisi

altında akmaktadır. Film yüzeyinde x yönünde oluşan sürekli yoğuşmadan dolayı film kalınlığı ve kütle akış miktarı da artmaktadır. Film ne kadar kalınlaşırsa, daha büyük bir ısı geçişi direnci meydana gelmekte bunun sonucu olarak da ısı transfer miktarı düşmektedir.

Düşey yüzeylerde film yoğuşmasında ısı transferi katsayısı ile ilgili olarak ilk analitik bağlantıyı 1916 yılında Nusselt aşağıdaki varsayımları kullanarak çıkarmıştır;

1. Hem buhar hem de yüzey sıcaklıkları sırasıyla T_s ve T_w olarak sabit tutulup, film boyunca sıcaklık dağılımı doğrusaldır.
2. Film boyunca ısı geçişi iletimle olmakta, sıvı filmde taşınım bulunmamaktadır.
3. Buhar hızı düşük olup, yoğuşma üzerinde sürtünme meydana getirmemektedir. Buhar sıvı ara yüzeyinde viskoz gerilmeler yoktur.
4. Sıvı akışı laminar olmakla beraber akışkan özellikleri sabittir.
5. Yoğuşma tabakasının hızlanması göz ardı edilebilir.

Her bir birim hacim için düşey x yönünde Newton'un 2. yasası uygulandığı zaman;

$$\sum F_x = ma_x = 0 \quad (2.6)$$

Akışkan hızlanmasının sıfır olduğu zaman kullanılabilir. Burada aşağı yönde etki eden kuvvet sadece sıvının ağırlığıdır. Yukarı yönde etki edenler ise, viskoz gerilmeler (akışkan sürtünmeleri) ile kaldırma kuvveti olup, her bir birim hacimde kuvvet dengesi;

$$F_{\text{aşağı}\downarrow} = F_{\text{yukarı}\uparrow}$$

Ağırlık = Viskozgerilmekuvveti + Kaldırmakuvveti

$$\rho_l g(\delta - y)(bdx) = \mu_l \frac{du}{dy}(bdx) + \rho_v g(\delta - y)(bdx)$$

Derinlik olan b yi götürüp, du/dy için çözüldüğü zaman;

$$\frac{du}{dy} = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g(\delta - y)}{\mu_l} \quad (2.7)$$

u=0 olduğu yerde y=0 için integre edildiğinde u=u(y) iken y=y için;

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g}{\mu_l} \left[y\delta - \frac{y^2}{2} \right] \quad (2.8)$$

Sınır tabakanın kalınlığı δ iken x noktasındaki kütle akış miktarı;

$$\dot{m}(x) = \int_A \rho_l u(y) dA = \int_{y=0}^{\delta} \rho_l u(y) b dy \quad (2.9)$$

u(y) yerine konduğu zaman;

$$\dot{m}(x) = \frac{gb\rho_l(\rho_l - \rho_b)\delta^3}{3\mu_l} \quad (2.10)$$

x'e göre türevi alındığında;

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{gb\rho_l(\rho_l - \rho_b)\delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx} \quad (2.11)$$

dx düşey mesafesinde buharın yoğuşma oranını ifade eder. Buharın film üzerinde yoğuşarak duvara verdiği ısı miktarı basitçe buharın yoğuşması sırasında açığa çıkan ısı miktarına eşittir, bu da;

$$d\dot{Q} = h_{fg} d\dot{m} = \lambda_l (bdx) \frac{T_s - T_w}{\delta} \rightarrow \frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{\lambda_l b}{h_{fg}} \frac{T_s - T_w}{\delta} \quad (2.12)$$

İki denklemi de dm/dx ile sadeleştirirsek;

$$\delta^3 d\delta = \frac{\mu_l \lambda_l (T_s - T_w)}{g\rho_l(\rho_l - \rho_b)h_{fg}} dx \quad (2.13)$$

x=0 için $\delta=0$ olduğu yerden x=x iken $\delta = \delta(x)$ olduğu yere kadar entegre edilirse, herhangi bir x noktasında film kalınlığı;

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_l \lambda_l (T_s - T_w)x}{g\rho_l(\rho_l - \rho_b)h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (2.14)$$

Olur. x noktasındaki buhardan duvara geçen ısı miktarı ise;

$$\dot{q}_x = \alpha_x (T_s - T_w) = \lambda_l \frac{T_s - T_w}{\delta} \rightarrow \alpha_x = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} \quad (2.15)$$

$\delta(x)$ yerine konulursa, ısı taşınım katsayısı α_x ;

$$\alpha_x = \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_b)h_{fg}\lambda_l^3}{4\mu_l(T_s - T_w)x} \right]^{1/4} \quad (2.16)$$

Tüm yüzey boyunca ortalama ısı taşınım katsayısı, α_x 'in tüm yüzey boyunca integre edilmesiyle bulunur.

$$\alpha = \alpha_{ort} = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x dx = \frac{4}{3} \alpha_{x=L} = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_b)h_{fg}\lambda_l^3}{\mu_l(T_s - T_w)L} \right]^{1/4} \quad (2.17)$$

Daha önceden açıklanan kabullere göre çıkarılan bu denklem yoğuşma ısı taşınım katsayısının fonksiyonel olarak gösterilmesidir. Ancak sıvı filminin doğrusal olmayan sıcaklık dağılımı ve yoğuşma sıcaklığının altına düşmesi dikkate alındığında h_{fg} yerine daha önceden verilen h_{fg}^* kullanılabilir. Bu modifikasyonla L yüksekliğinde ve düşey bir yüzeyde laminar film yoğuşması için $0 < Re < 30$ aralığında ortalama ısı taşınım katsayısı;

$$\alpha_{ort} = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_b)h_{fg}^*\lambda_l^3}{\mu_l(T_s - T_w)L} \right]^{1/4} \quad (2.18)$$

Olur.

Belirli bir sıcaklıkta $\rho_b \ll \rho_l$ ve böylece akışkanın kritik noktaları hariç $\rho_l - \rho_b \approx \rho_l$ olur. Bu yaklaşımı kullanarak;

$$Re \cong \frac{4g\rho_l(\rho_l - \rho_b)\delta^3}{3\mu_l^2} = \frac{4g\rho_l^2}{3\mu_l^2} \left(\frac{\lambda_l}{\alpha_{x=L}} \right)^3 = \frac{4g}{3\nu_l^2} \left(\frac{\lambda_l}{3\alpha_{ort}/4} \right)^3 \quad (2.19)$$

Buna bağlı olarakta $0 < Re < 30$ aralığında ortalama ısı transfer katsayısı;

$$\alpha_{ort} \cong 1.47\lambda_l Re^{-1/3} \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \quad (2.20)$$

Olarak ortaya çıkar.

2.4 Düşey Yüzeylerde Dalgalı Laminar Akış

Reynolds sayısı 30 dan büyük olduğu zaman, sıvı buhar ara yüzeyinde dalgalar görülmekle beraber sıvı filminin akışı laminar olarak kalmaktadır. Bu durumdaki akışa dalgalı laminar akış denir. Sıvı buhar ara yüzeyinde oluşan dalgalar ısı transferini artırma eğilimindedirler

ancak aynı zamanda dalgalar yapılacak olan analizi karmaşık hale getirip, analitik sonuçları zorlaştırmaktadır. Bu aşamada deneysel sonuçlar üzerine yoğunlaşılmalıdır. Dalgalanmanın etkisiyle ortalama olarak ısı transferindeki artış 20% oranında artmaktadır, bazı durumlarda bu oran 50%'lere kadar çıkabilmektedir. Bu artış tam olarak Reynolds sayısına bağlıdır. Deneysel çalışmalarına göre, Kutateladze (1963) dalgalı laminar akışta ortalama ısı taşınım katsayısı için $\rho_b \ll \rho_l$ ve $30 < Re < 1800$ şartlarında şu denklemi önermiştir;

$$\alpha_{dik,dalgali} = \frac{Re \lambda_l}{1.08 Re^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \quad (2.21)$$

Bu denklemin daha basitleştirilmiş hali ise;

$$\alpha_{dik,dalgali} = 0.8 Re^{0.11} \alpha_{ort} \quad (2.22)$$

Bu denklemde laminar durumda ısı taşınım katsayısı ile dalgalı laminar durumda bulunan ısı taşınım katsayısı ilişkilendirilmiştir. Bu duruma göre, $\rho_b \ll \rho_l$ için dalgalı laminar bölgesindeki Reynolds sayısı da (2.5) denklemindeki α bağıntısının yerine (2.21) de çıkarılan ısı taşınım katsayısı konulursa;

$$Re_{dik,dalgali} = \left[4.81 + \frac{3.70 L \lambda_l (T_s - T_w)}{\mu_l h_{fg}^*} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0.820} \quad (2.23)$$

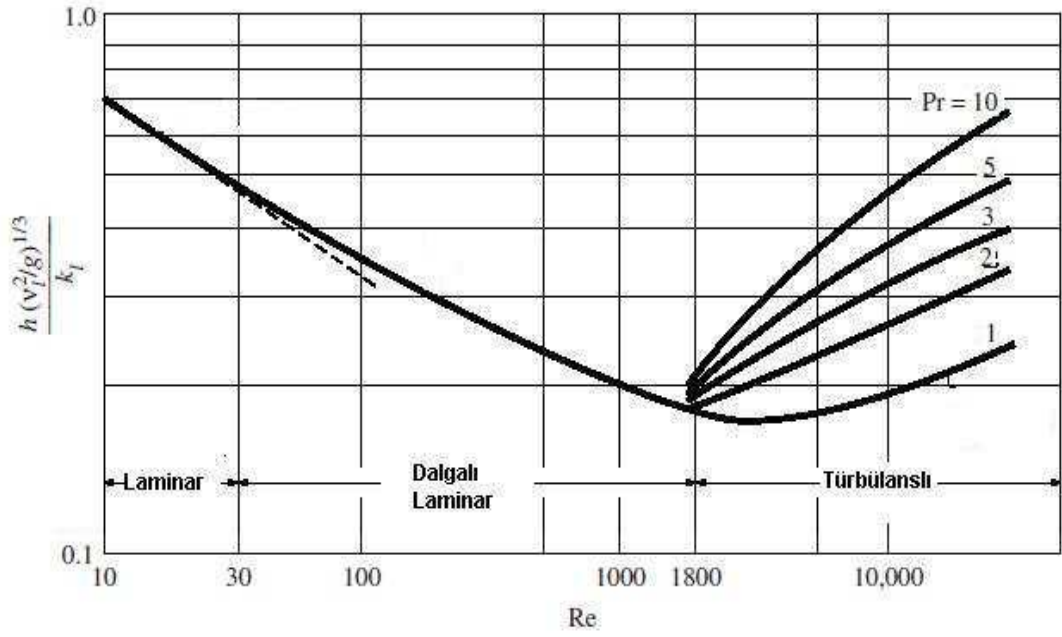
Olur.

2.5 Düşey Yüzeylerde Türbülanslı Akış

Reynolds sayısı 1800 ve üzerine çıktığı zaman yoğuşma akışı türbülanslı hale dönüşür. Türbülanslı akışta ısı transferi katsayısının belirlenmesi için birçok ampirik bağlantılar çıkarılmıştır. Basitleştirmek için $\rho_b \ll \rho_l$ kabul edildiğinde, Labuntsov(1957) düşey yüzeylerde yoğuşmanın türbülanslı olması durumunda $Re > 1800$ şartı için;

$$\alpha_{dik,turbulansli} = \frac{Re k_l}{8750 + 58 Pr^{-0.5} (Re^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

Denklemini öngörmüştür.



Şekil 2.2 Düşey yüzeylerde laminar, dalgalı laminar ve türbülanslı akış için boyutsuzlaştırılmış ısı transfer katsayısı, Çengel, (2003)

$T_f = (T_s + T_w)/2$ film sıcaklığında yoğuşmanın fiziksel özellikleri de değerlendirilmelidir. Re denklemi bu durumda;

$$Re_{dik, türbülanslı} = \left[\frac{0.0690 L \lambda_l Pr^{0.5} (T_s - T_w) \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}}{\mu_l h_{fg}^*} - 151 Pr^{0.5} + 253 \right]^{4/3} \quad (2.25)$$

Olur.

3. KAYNAKLARDA TERS AKIŞLI YOĞUŞMAYI İÇEREN ÇALIŞMALAR

Isı transferi, yoğuşma filminin yerçekimi etkisi altında buhar akışının tersi yönde akması sırasında meydana gelir. Bu akış tipi ters akışlı yoğuşma olarak adlandırılır, bu sırada da yoğuşma film kalınlığı da artmaktadır. Ters akışlı yoğuşmada buharın ulaşabileceği maksimum bir hız bulunmaktadır, bu hızın üzerine çıkılması durumunda taşma ile karşılaşmaktadır.

3.1 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Isı Transferini İnceleyen Çalışmalar

ESDU(1989), deneysel olarak aynı yönlü ve eğimli borularda buhar ve kondensat akımı sırasında oluşan ısı taşınım katsayılarını aynı zamanda ters akışlı yoğuşma içinde öngörmüştür. Aynı yönlü akış için oluşturulan korelasyon, ESDU tarafından öngörülen ters akışlı yoğuşma durumu için olan deneysel verilerle uyusmaktadır. Bu korelasyon, $Re \leq 7,5$ için Nusselt (1916), $7,5 < Re < 400$ için Kutateladze (1963) ve $Re \geq 400$ için ise Labuntsov (1957)'dur. Film Reynold sayısını;

$$Re = \frac{\dot{M}}{\pi d \mu} \quad (3.1)$$

Şeklinde tanımlanır. $Re \leq 7,5$ ve $7,5 < Re < 400$ için önerilen Nusselt sayıları;

$$Re \leq 7,5: Nu_m = 0,925 Re^{-1/3} \quad (3.2)$$

$$7,5 < Re < 400: Nu_m = \frac{Re}{1,47 Re^{1,22} - 1,3} \quad (3.3)$$

Yapılan deneylerde film Reynold sayısı 400'den küçük olduğu için, Labuntsov tarafından öne sürülen korelasyon kullanılmamıştır.

Ortalama Nusselt sayısı Nu_m ise;

$$Nu_m = \frac{\alpha_m (v_l / g)^{1/3}}{\lambda_l} \quad (3.4)$$

Şeklindedir. Chen ve arkadaşları(1987) ters akışlı yoğuşma için düşey boru içinde lokal ve ortalama Nusselt sayısı için bir korelasyon geliştirmişlerdir. Bu geliştirdikleri korelasyon hesaplanırken, yoğuşma filmindeki ısı transferi, faz ara yüzeyinde meydana gelen gerilme kuvveti etkisi ve yoğuşma yüzeyinde meydana gelen dalgalanma dikkate alınmıştır. Bu

korelasyon boru içine giren tüm buharın yoğuşması durumunda geçerlidir, ancak bununla birlikte uygulanabileceği minimum bir boru çapı verilmemiştir. Ayrıca, Thumm (2000) su buharının 28.2 mm iç çapa sahip düşey bir boru içinde ters akışlı yoğuşmasında çalışmalar yapmıştır.

Şu ana kadar yapılan bütün eğimli borularda ters akışlı yoğuşma çalışmaları kapalı çift fazlı termosifon olarak yapılmıştır. Bu çalışmalarda ısı transferi üzerinde eğim açısının etkisi araştırılmış olup hepsinde (Huanzhuo ve arkadaşları (1997), Groll ve Rösler (1992), Chen (1987)) taşma noktası sınır olmuştur. Semena ve Kiselev (1978), Stoyanov (1968) ve Uehara ve arkadaşları (1983) eğimli termosifonlarda ters akışlı yoğuşma sırasında ısı transferinin belirlenmesi için korelasyonlar geliştirmişlerdir.

Bunlara ek olarak R13B1 akışkanının ters akışlı yoğuşması sırasında 40 mm iç çapa sahip çift fazlı termosifonda eğim açısının ısı transferine etkisini Gross ve Hahne (1987) incelemiştir. Yaptıkları çalışmaya göre, boru dikeyden yataya doğru eğildikçe ortalama ısı transfer katsayısı artmakla birlikte, eğim açısı yatayla 30^0 'nin altına doğru düştükçe ortalama ısı transfer katsayısı yükselmek yerine tekrardan kötüleşmektedir. Boru yataya yaklaştıkça, boru içinde meydana gelen film kalınlığı eğim yönünde simetrik olmaktan çıkmaktadır. Film kalınlığı ortalaması düştüğü zaman ise meydana gelen ortalama ısı taşınım katsayısı iyileşmektedir.

Gross (1992) tarafından ters akışlı çift fazlı yoğuşma sırasında eğim açısının ısı taşınım katsayısı üzerinde olan etkisini araştırmak için 18 farklı çalışmadan toplanılan veriler ile bunlara bağlı olarak çapı 14 mm'den büyük olan borularda bir korelasyon geliştirilmiştir.

Wang ve Ma (1991) tarafından düşey ve eğimli çift faz termosifonda ters akışlı yoğuşma hem teorik hemde deneysel olarak incelenmiştir. Yaptıkları çalışmaya göre ısı taşınım katsayısı üzerinde eğim açısının etkisi bulunmamaktadır. Wang ve Ma tarafından önerilen ters akışlı yoğuşmada ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için korelasyon;

$$\frac{Nu_m}{Nu_{m,n}} = \left[\frac{L}{R} \right]^{\cos\beta/4} (0,54 + 5,68 \times 10^{-3} \beta) \quad (3.5)$$

Burada $Nu_{m,n}$ (3.2) denkleminde gösterilen düşey boruda Klasik Nusselt teorisine göre ortalama Nusselt sayısıdır. (3.5) denkleminde göre düşey boruda yoğuşma;

$$Nu_m = 1,07 Nu_{m,n} \quad (3.6)$$

denklemiyle ifade edilebilir. Eğimli boruların iç veya dış yüzeyinde film yoğuşmasının hesaplanması için fiziksel modellemelerin mevcut olduğu birçok yayın bulunmaktadır. Bunlardan biri Hassan ve Jakob (1958) tarafından yayınlanan eğimli dairesel borunun dış yüzeyinde yoğuşmanın hesaplanması ile ilgili modellemedir. Klasik Nusselt teoreminde kabul edilen varsayımları aynen kabul etmişlerdir. Hassan ve Jakob geliştirdikleri modelden hesapladıkları ısı taşınım katsayılarını, 31.8 mm iç çapa sahip eğimli bir boruda aynı yönlü akış için deneysel olarak elde ettikleri verilerle karşılaştırmışlardır. Akışkan olarak ise su kullanmışlardır. Bu karşılaştırmadan elde ettikleri sonuçlara göre deneysel veriler modellemeden çıkan sonuçlara göre 28% ile 100% arasında daha büyük çıkmıştır. Yoğuşma filminde meydana gelen dalgalanmaları da bunun sebebi olarak göstermişlerdir.

Fiedler (2003) ise 7 mm iç çapa sahip, 500 mm uzunluğundaki düz boruda eğim açısının ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Yatay ile 45° eğim açısındaki boru ile düşey boru içinde yoğuşmada ısı taşınım katsayısı karşılaştırıldığında iki kat ısı taşınım katsayısında artış görülmüştür. Fiedler (2003), Wang-Ma korelasyonunu modifiye ederek yeni bir korelasyonu önermiştir.

$$\frac{Nu_m}{Nu_{m,k}} = \left[\frac{L}{R} \right]^{\cos\beta/4} (0,125 + 1,46 \times 10^{-2} \beta - 7,27 \times 10^{-5} \beta^2) \quad (3.7)$$

Bir başka modelleme ise Hussein ve arkadaşları (2001) eğimli ve çift fazlı termosifonda yoğuşma için çıkarmışlardır. Bu modellemeden elde edilen sonuçlar ile Wang ve Ma tarafından ortaya atılan korelasyonu karşılaştırdıklarında ikisi arasında bir uyum görmüşlerdir.

Wang ve Du (2000) ise su buharı ve filminin aynı yönde aktığı 5 mm'den daha küçük iç çapa sahip ve eğimli borular için bir modelleme oluşturmuş ve buna göre boru çevresince oluşan yüzey gerilme kuvvetleri yoğuşma filminin düzensiz olarak dağılmasına sebep olmaktadır. Ayrıca Fürst (1989) ve Fieg ile Roetzel (1994) eğimli ve eliptik bir boruda aynı yönlü akış hesaplaması için modellemeler ortaya koymuşlardır.

3.2 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Taşmayı İnceleyen Çalışmalar

Yukarı doğru çıkan buharın ara yüzeyde oluşan gerilme kuvvetlerini yenmesiyle aşağıya doğru akan yoğuşma filmini yukarı taşıması olayına flooding (taşma) denmektedir. Ters akışlı yoğuşma ise bu sınırın altında meydana gelmektedir. Bu sınırın altında kalınarak yoğuşma filminin aşağıya doğru akması için buharın boruda akabileceği maksimum bir hız bulunmaktadır. Bu hızın üzerine çıkıldığı zaman yoğuşmanın meydana geldiği borunun giriş ve çıkışı arasında oluşan basınç farkı ani bir artış göstermektedir. Bu artışı takiben taşma başlamaktadır.

Taşma olayının öngörülmesiyle ilgili birçok araştırma yapılmış olmasına rağmen tam olarak bunun başlamasının saptanmasıyla ilgili bir yol sunulamamıştır. Bu araştırmalardan biri Bankoff ve Lee (1986) tarafından düşey borularda taşma üzerine bir çalışma yürütülmüştür. Farklı çaplara sahip borularda adyabatik şartlar altındaki bu çalışmalarını su hava karışımı ile yürütmüşlerdir. Yaptıkları çalışmalarda aynı yönlü akış için film kalınlıkları boru boyunca sabitken, ters akışlı yoğuşma için film kalınlığı artmaktadır.

Bir diğer çalışma ise 51 mm iç çapa sahip 10m uzunluğundaki boru içinde adyabatik şartlar altında su ve hava karışımının ters akışlı yoğuşması ile ilgili olarak Barnea ve arkadaşları (1986) tarafından yürütülmüştür. Bu çalışmada eğim açısının taşma başlangıç noktasına etkisini araştırmışlardır. Bundan başka olarak eğim açısının taşma başlangıç noktası üzerinde etkisini 3.5 m uzunluğunda ve 29 mm iç çapa sahip boru içinde Wongwises (1998)'ta araştırmıştır. Bu araştırmacıda aynı şekilde su hava karışımının ters akışlı yoğuşmasını incelemiş ve sonuçlarını Barnea ve arkadaşlarının (1986) sonuçlarıyla karşılaştırarak birbirine uyduklarını göstermiştir. Bununla birlikte Mouza ve arkadaşları (2000) su ve hava kullanarak 0.7 mm iç çapa sahip ve 0.6 m uzunluğunda cam bir borunun dik ve eğimli durumlarında taşma araştırması yapmıştır. Düşey boruda aldıkları sonuçları Wallis(1961) tarafından verilen;

$$\left(w_g^+\right)^{1/2} + C_1 \left(w_l^+\right)^{1/2} = C_2 \quad (3.8)$$

korelasyonu ile karşılaştırmışlardır ve uyum içinde olduğunu görmüşlerdir. Boyutsuz hızlar ise;

$$w_g^+ = w_g' \rho_g^{1/2} \left[gd(\rho_l - \rho_g)\right]^{-1/2} \quad (3.9)$$

$$w_l^+ = w_l' \rho_l^{1/2} \left[gd(\rho_l - \rho_g)\right]^{-1/2} \quad (3.10)$$

Şeklinde tanımlanmıştır. Lee ve Bankoff (1983) su ve su buharının ters akışında taşma noktası araştırmaları yatayla 2.9^0 ve 33.5^0 'lik eğimler arasında dikdörtgen bir kanalda (1.27 m uzunluğunda, 0.38 m derinliğinde, 38 mm ve 76 mm yüksekliğinde) yapmışlardır. Wallis korelasyonunu baz alarak boyutsuz şekliyle taşma datalarında eğim açısının etkisini;

$$w_{m,i}^{\prime+} = w_i^{\prime} \rho_i^{1/2} [2gh \sin \beta (\rho_l - \rho_g)]^{-1/2} \quad (i=g,l) \quad (3.11)$$

olarak göstermişlerdir. Denklemden $2h$ ifadesi dikdörtgen kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir.

Zapke ve Kröger (2000a; 2000b) farklı kanal boyutlarında (50mm x10 mm'den 150 mm x 10 mm'ye kadar) düşeyden eğimli durumlara farklı gazlar ve akışkanlarla adyabatik taşma araştırmaları yapmışlardır. Gaz ve sıvı fazlarında Froude sayısı ile bağlantılı taşma ile ilgili bir korelasyon çıkarmışlardır.

$$Fr_g = \frac{\rho_g w_g^2}{gh(\rho_l - \rho_g)} \quad (3.12)$$

$$Fr_l = \frac{\rho_l w_l^2}{gh(\rho_l - \rho_g)} \quad (3.13)$$

Zapke ve Kröger kanal yüksekliği h 'nin gaz Froude sayısında karakteristik uzunluk olduğunu göstererek, bu denklemlerin kanal yüksekliği h boru çapıyla değiştirilerek borular için kullanılabilen olduğunu belirtmişlerdir.

Bunlardan başka olarak, ters akışlı yoğuşmada birkaç çalışma daha bulunmaktadır. Russell (1980) su buharının 5 m uzunluğunda ve 19.8 mm çapında yatayla 57^0 eğimli bir boruda ters akışlı yoğuşma sırasında basınç kaybını ve akış şartlarını incelemiştir. Schoenfeld ve Kröger (1998) eliptik ve yatayla 60^0 eğimli bir boruda (97 mm x 16 mm) su buharı için ters akış sırasında basınç kaybını ve taşma noktasını incelemiştir. Chen (1998) ise su ve etilenglikolün 2 m uzunluğunda iç çapı 50 mm ve 79 mm olan dairesel borularda ve eliptik (62.8 mm x 28 mm ve 52 mm x 15 mm) borularda farklı eğim açılarındaki ters akışlı yoğuşmada taşma deneyleri yapmıştır.

Eğimli kanallarda ters akışlı yoğuşmada taşma içeren az miktardaki yayınlarda genellikle çaplar 10 mm'den büyüktür, böylece ısı değiştiricilerin akış kanallarının kesitleride büyük olmaktadır. Jayanti ve arkadaşları (1996) eğimli boruda taşmanın boru çapına bağlı olduğu

teorik araştırmalar yapmışlardır. Buna göre; kucuk çaplı boruda meydana gelen taşma, oluşan dalgaların yukarı taşmasıyla ilgili olurken büyük çaplı borularda meydana gelen taşma ise sürüklenme şeklinde oluşmaktadır. Watson ve Hewitt (1998) ile Vijayan ve arkadaşları (2001) boru çapının etkisini araştıran deneysel çalışmalar yapmışlardır. İ apı 30 mm'den az olan borularda oluşan taşma dalgaların etkisiyle yukarı taşınması büyümekle beraber, i çapı 65 mm'den büyük olanlarda gaz akışının sıvı damlası taşıma yoluyla meydana gelmektedir ki buda düzensiz yoğuşma filmi oluşturmaktadır. Bunlara ek olarak, taşma noktasındaki gaz hızı boru uzunluğunun düşmesiyle artmaktadır. Taşmanın boru çapına bağlı olması sebebiyle büyük çaplı borular için olan korelasyonlar kucuk çaplı borulara uygulanamaz.

Düşey borularda ters akışlı yoğuşmada taşma noktasının hesaplanması için VDI-Waermeatlas (1994) veya ESDU (1989) kitaplarında McQuillan ve Whalley'e ait korelasyonlar bulunmaktadır. McQuillan ve Whalley (1985) taşma noktasını hesaplamak için ellerinde bulunan datalarında yardımıyla 22 adet korelasyon hesaplamışlardır. Sonuç olarak, düşey borularda taşma noktasını hesaplamak için modifiye edilmiş Alekseev (1972)' e ait şu korelasyonu tavsiye etmektedirler;

$$w'_g = Ku_g \rho_g^{-1/2} [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{1/4} \quad (3.14)$$

Burada Ku_g taşma noktasında gazların aşağıda belirtilen korelasyonla hesaplanan Kutateladze sayıdır;

$$Ku_g = 0.286Bo^{0.26} Fr^{-0.22} \left[1 + \frac{\mu_l}{\mu_{H_2O}} \right]^{-0.18} \quad (3.15)$$

Bond Sayısı Bo ;

$$Bo = \frac{d_h^2 g(\rho_l - \rho_g)}{\sigma} \quad (3.16)$$

Froude sayısı Fr ise;

$$Fr = v_l \left[\frac{g(\rho_l - \rho_g)^3}{\sigma^3} \right]^{1/4} \quad (3.17)$$

μ_{H_2O} suyun 20°C (0,001 kg/(ms)) de dinamik viskozitesidir.

Souidi ve Bontemps (2001) endüstride sık sık yöntemsel olarak düşey borularda ters akışlı yoğuşmada taşma noktasının hesaplanmasında kullanılan korelasyon olan English ve arkadaşları (1963)'na ait olan;

$$w'_g = 0.286 \frac{d_h^{0.322} \rho_l^{0.419} \sigma^{0.097}}{\rho_g^{0.462} \eta_l^{0.15} w_l^{0.075}} \quad (3.18)$$

Korelasyonunu tavsiye etmektedirler.

Eğer hesaplamalar SI birimlerine göre yürütülmek isteniyorsa, denklemde taşma hızları olarak m/s kullanılmalıdır. Bu korelasyon, düşey boruda(1.83 m uzunluğunda, 19 mm çapında) farklı karbon derecelerine sahip suyun ters akışlı yoğuşmasındaki taşma şartlarında çıkarılmıştır.

3.3 Ters Akışlı Yoğuşma Sırasında Basınç Düşümünü İnceleyen Çalışmalar

Yoğuşmakta olan buharda oluşan toplam basınç kaybı 3 ana nedenle oluşmaktadır, bunlar; sürtünme, yerçekimi ve ivmelenmedir. Sürtünmeden dolayı oluşan basınç kaybı, buharla buhara ters yönde akan yoğuşmanın etkileşiminden meydana gelmektedir. Duvarla oluşan sürtünme ise ihmal edilebilir durumdadır. Yerçekimi etkisiyle olan basınç kaybı ise;

$$\left[\frac{\Delta p}{\Delta z} \right]_{\text{yerçekimi}} = \rho_g g \sin \beta \quad (3.19)$$

Burada β akış kanalının yatayla eğim açısıdır.

İvmelenmeden dolayı oluşan basınç değişimi Thumm(2000) a göre;

$$\Delta p_{\text{hız,12}} = \frac{2 \dot{M}_{g,1} - \dot{M}_{\text{yoğ.}} - \dot{M}_{\text{yoğ.}}^2}{\epsilon \rho_g A^2} \quad (3.20)$$

ϵ burada volumetrik buhar hacmidir. Bunu düşey borularda;

$$\epsilon = \frac{A_g}{A} = \left[1 - \frac{2\delta}{d} \right]^2 \quad (3.21)$$

Eğimli borularda yoğuşma film kalınlığı aksiyal simetrik değildir, sadece düşey borular için geçerlidir. $\dot{M}_{\text{yoğ.}}$ buharın 1 ve 2 kesitleri arasında yoğuştuğu kısmi kütle akışıdır, (3.20)

denklemleri aşağıdaki varsayımlar altında geçerlidir;

- Kesit 1 ve 2 arasındaki volumetrik buhar kütlelerinin değişimi küçüktür. $\varepsilon_1 \approx \varepsilon_2$
- 1 ve 2 kesitleri arasındaki buhar yoğunluğu yaklaşık sabit olarak kabul edilir.

ESDU (1989) serilerinde anlatıldığı gibi, basınç değişiminde ivmelenmenin payı toplam basınç kaybına göre ihmal edilebilir düzeydedir.

Kaynaklarda ters akışlı yoğuşmada basınç kaybıyla ilgili araştırma sayısı çok azdır. Eğimli borularda ters akışlı durumda basınç kaybıyla ilgili veri bulunmamaktadır. Russell (1980) ile Schoenfeld ve Kröger (1998) eğimli kanallarda ters akışlı durumda basınç kaybı üzerinde çalışmışlardır.

Kaynaklarda bulunabilecek gaz ve sıvı fazlarının ters akışları durumunda basınç kaybı verileri genellikle adyabatik şartlar altında yapılmıştır. Örnek olarak Stephan (1990) düşey bir dikdörtgen kanalda (68 mm x 20 mm) doymuş soğutucu akışkan R12 ile ters akışta doymuş buharını adyabatik şartlar altında incelemiştir. Thumm (2000) ise düşey bir boruda (Ø28.2 mm) su ve su buharının adyabatik şartlar altında sürtünme kuvvetinden doğan basınç kaybını incelemiştir.

İki fazlı ve aynı yönlü akış için tavsiye edilen Lockhart-Martinelli- korelasyonu, buhar ve yoğuşma sıvısının ters yönlü aktığı ters akışlı yoğuşmada basınç düşümü hesaplamak için Chen ve arkadaşları(1987)'na göre uygun olmadığı belirtilmiştir. Bu sebeple ters akışlı yoğuşmada basınç düşümü için yeni bir korelasyon önermişlerdir.

Brauer (1971) tarafından bu akış tipi için sürtünme katsayısı hesaplama metodu önerilmiştir. Buna göre;

$$\zeta = \frac{\Delta p_{\text{sürtünme}}}{\rho_g w_g^2 / 2} \frac{d}{L} \quad (3.22)$$

Brauer tarafından önerilen sürtünme katsayısı için olan korelasyon aşağıdaki gibidir;

$$\zeta = \frac{358}{\Omega^2} + \frac{0.205}{\Omega^{0.25}} \quad (3.23)$$

Çift faz parametreleri;

$$\Omega = c \frac{\text{Re}_g}{\text{Re}_l^n} \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} \right]^{0.4} \left[\frac{\mu_g}{\mu_l} \right]^{0.67} \left[\frac{2\delta}{d} \right]^{0.5} \quad (3.24)$$

c ve n sabitleri ise;

$$\text{Re}_l < 40 \text{ için } c=1.31 \quad n=0.25$$

$$\text{Re}_l \geq 40 \text{ için } c=4.76 \quad n=0.60$$

VDI-Warmeatlas (1994)'te belirtildiğine göre, film kalınlığı δ aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır;

$$\text{Re}_l \leq 516 \text{ için } \delta = \left[\frac{3v_l^2}{g} \right]^{1/3} \text{Re}_l^{1/3} \quad (3.25)$$

$$\text{Re}_l > 516 \text{ için } \delta = 0.303 \left[\frac{3v_l^2}{g} \right]^{1/3} \text{Re}_l^{0.583} \quad (3.26)$$

Film kalınlığı $\delta \ll d$ durumları için Reynold sayıları gaz ve sıvı için;

$$\text{Re}_g = \frac{w_g \rho_g d}{\mu_g} \quad (3.27)$$

$$\text{Re}_l = \frac{M_l}{\pi d \mu_l} \quad (3.27)$$

Şu ana kadar mevcut olan boru içinde ters akışta ısı transferi, taşma ve basınç düşümü araştırmalarında bulunan akış kanallarının hidrolik çapları kompakt ısı değiştiricilere göre daha büyüktür. Literatürde, genellikle düşey borularda ters akış araştırılmıştır. Mevcut olan çalışmalarda taşma ve basınç düşümü ölçümleri adyabatik şartlar altında gerçekleştirilmiştir, fakat çapı 10 mm'nin altında olan eğimli borularda ters akış sırasında yapılan çok az sayıda araştırma mevcuttur. Fiedler(2003), çalışmasında 7 mm iç çapa sahip eğimli boruda ters akışlı yoğuşma sırasında ısı transferini deneysel olarak araştırmıştır. Sistemde kullanılan borunun açılarını değiştirmiş, optimum ısı transferi katsayısı hangi açıda olabileceğini araştırmıştır.

Bu çalışmada 0.735-0.810 MPa basınçlarda 8 mm dış çapında mikro kanatlı bir boruda R134a akışkanının ters akışlı yoğuşması sırasında oluşan ısı transferi test borusunun yataya göre 30°, 38°, 45°, 60° ve 90° eğim açısıyla araştırılmıştır. Sistemde kullanılan borunun açıları

değiştirilmiş olup, optimum ısı transferi katsayısının alınabildiği açının saptanması üzerine deneyler yürütülmüştür. .

4. DENEY DÜZENEĞİ

Deney düzeneğinde, buhar ve sıvı yoğunluk oranları dolayısıyla, proses endüstrisinde çoğunlukla kullanılan R134a akışkanı deney akışkanı olarak kullanılmıştır. R134a'nın nispeten düşük yüzey gerilmesine sahip olmasından dolayı sürekli bir yoğuşma filmi oluşmasına sebep olmuştur. Çizelge 4.1 de R134a akışkanının önemli termofiziksel özellikleri gösterilmiştir.

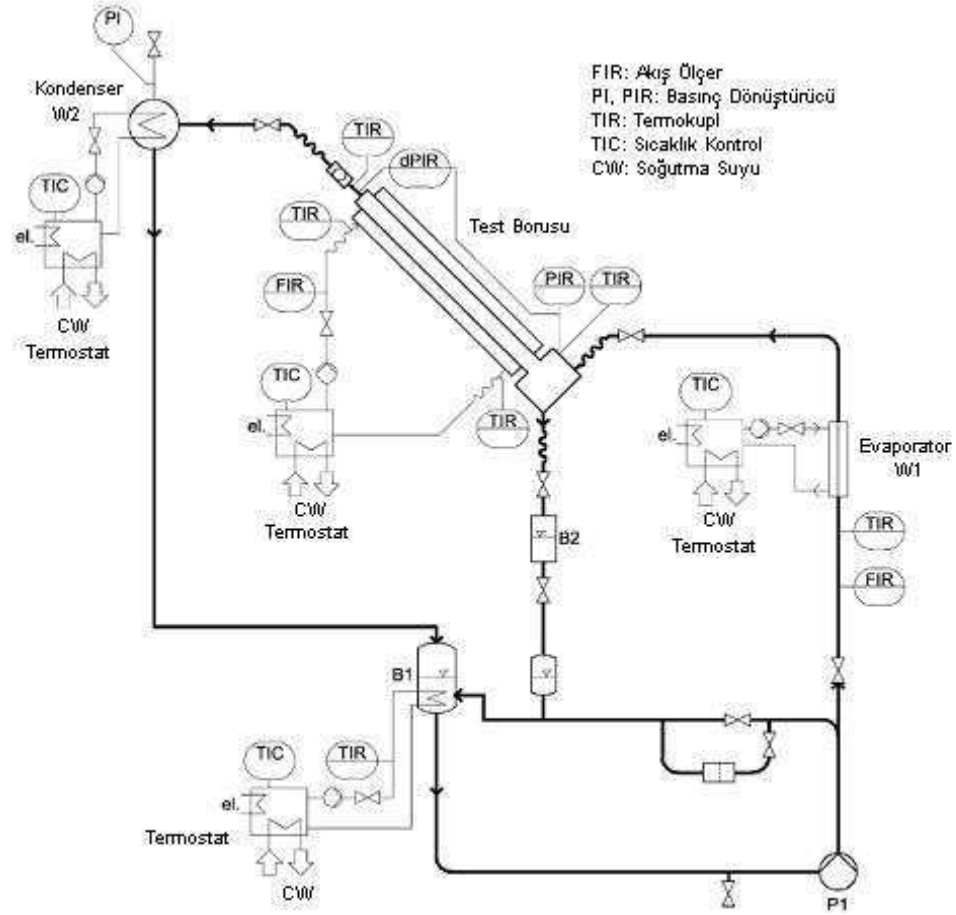
Çizelge 4.1 R134a'nın Özellikleri

Moleküler Kütle		102.03
Atmosferik basınç altında kaynama noktası (K)		246.95
Atmosferik basınç altında donma noktası (K)		172.15
Kritik Nokta	Sıcaklık (K)	374.25
	Basınç (kPa)	4067
	Yoğunluk (kg/m ³)	1207.6

Şekil 4.1 de ters akışlı yoğuşmada ısı transferinin incelenmesi deneyleri için kullanılan deney düzeneğinin şematik bir gösterimi bulunmaktadır.

R134a akışkanı W1 evaporatörüne P1 pompası vasıtasıyla iletilmektedir. Akışkanın kütle akışı evaporatöre girmeden önce koryolis debi ölçer ile ölçülmektedir. Plakalı ısı değiştirici olan evaporatörde doymuş veya kızgın buhar üretilebilmektedir. Evaporatöre giren tüm sıvı buharlaştırılmış olarak çıkmakta, bu yuzdende giren kütle miktarıyla çıkan kütle miktarı aynı olmaktadır. Bu çalışmada test borusu girişinde ortalama olarak 3⁰C kızgın buhar kullanılmıştır. Evaporatörden çıkan kızgın buhar deney borusuna şekilde görüldüğü gibi alt taraftan girmektedir. Deney borusuna alttan giren buhar yukarı doğru hareket ederken boru içerisinde yoğuşma meydana gelmektedir. Boruda yoğuşmayan buhar ise, üst taraftan çıkıp, W2 kondenserine girmektedir. Deney borusunun çıkışında gözetleme camı bulunmaktadır. Bunun sebebi ise yukarı doğru bir sıvı akışı olup olmadığını izlemektir. W2 kondenserine giren buhar burada yoğuşturulup, B1 ana tankına gitmektedir. Deney borusunda yoğuşan sıvı ise, borunun alt tarafına doğru akıp, B2 volumetrik tankı üzerinden B1 ana tankına gönderilmektedir. Deney borusunda yoğuşan sıvının B2 volumetrik tankında toplanmasının sebebi, B2 tankının altında bulunan valfin kapatılması vasıtasıyla belirli bir hacmin dolması

için geçen sürenin hesaplanmasıdır. Böylelikle yoğuşan R134a gazının debisi belirlenmektedir. B1 ana tankından ise, R134a akışkanı P1 pompası vasıtasıyla evaporatöre gönderilip, çevrim tekrar etmektedir.



Şekil 4.1 Deney tesisatının şematik gösterimi, Fiedler, (2003)

4.1 Test Borusu

Deney borusu eş eksenli iki borudan oluşmaktadır. İç yüzeyi mikro kanatlı olan iç boru 500 mm uzunluğunda, 8 mm dış çapa sahip bakır bir borudur. Deney borusunun altından giren R134a kızgın buharı, yukarı doğru akarken iç boru içinde yoğuşmaktadır. Soğutma suyu, buharın akışının ters yönünde deney düzeneğinin üst tarafından girmekte olup, deney borusunun dışıyla onun etrafında bulunan dış boru arasından aşağıya doğru akmaktadır. Soğutma suyunun sıcaklığı ve debisi ayarlanmaktadır. Debi rotametre ile, soğutma suyunun test borusuna giriş ve çıkışı sıcaklığı ise 2 adet Pt100 ile ölçülmektedir.

Deney borusunun eğim açısı değiştirilebilir, bunun için deney borusunun alt tarafı W1

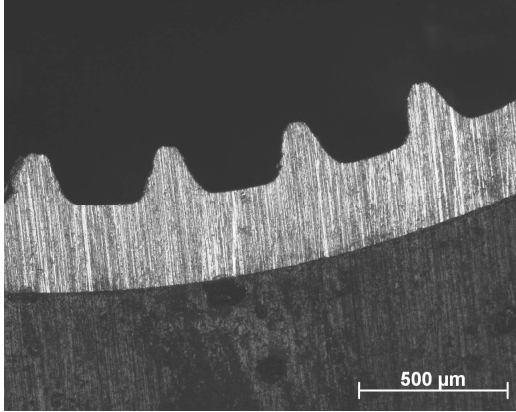
evaporatörüne üst tarafı da W2 kondenserine fileksibil ve basınca dayanıklı borularla bağlanmıştır.

Deney borusunun giriş ve çıkışı arasında ki basınç farkını ölçmek için fark basınç ölçer test borusuna yerleştirilmiştir. R134a buharının bu fark sensörü içinde yoğuşmasını önlemek için fark basınç ölçerin etrafı ısıtıcı kablolar ile sarılmıştır.

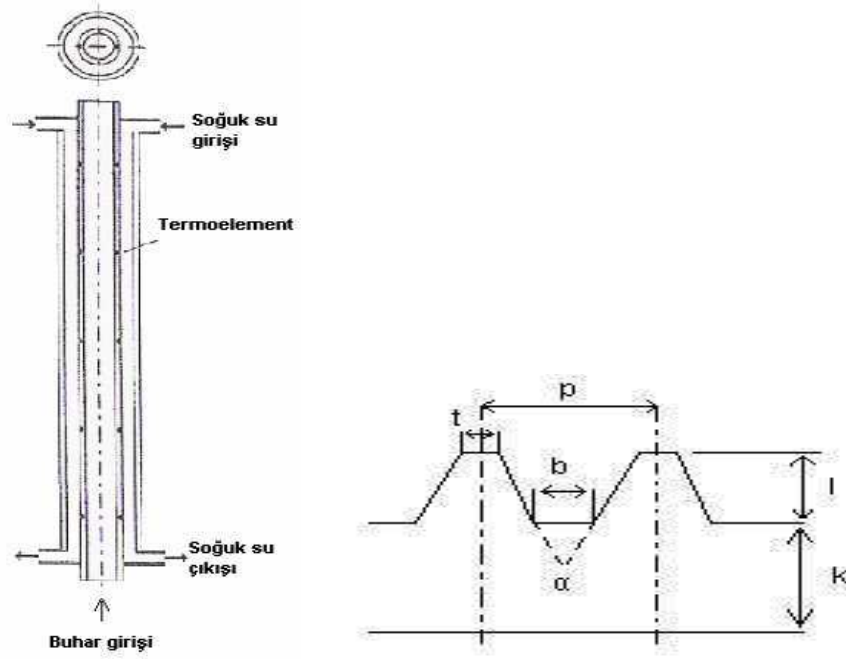
Deney borusunun çıkışında yukarı sıvı hareketini (taşmayı) gözlemlemek için gözetleme camı bulunmaktadır.

Çizelge 4.2 Mikro kanatlı boru detayları

Dış Çap (mm)	k (mm)	l(mm)	t(mm)	b(mm)	p(mm)	$\alpha(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$
8	0.26	0.22	0.1	0.2	0.36	15	35



Şekil 4.2 Test borusunun fotoğrafları



Şekil 4.3 Test borusunun şematik gösterimleri

4.2 Deney Hazırlığı

Deneyisel çalışmalara başlamadan önce, her bir bileşen izoproponal ile yıkanmıştır, böylece olası yağ ve diğer partiküller temizlenmiştir. Deney tesisatı içerisinde vakum uygulanmıştır, daha sonra sistem vakum altındayken soğutucu akışkan R134a sisteme doldurulmuştur. Doldurma işlemi daha önceden belirlenmiş olan seviyeye kadar devam etmiştir. Bu seviye, her bir deney durumunda P1 pompasına akışkan girişini temin edecek düzeydedir. Akışkan seviyesi B1 ana tankı üzerinde bulunan gözetleme camı sayesinde belirlenmektedir. Son olarak sızdırmazlık testi uygulanmış olup, olası basınç kayıpları tespit edilmiş ve bunlar giderilmiştir. Deney düzeneğinde bulunan her bir bileşen ısı izolasyonu malzemesi ile kaplanmıştır, böylece olası ısı kayıpları önlenmiştir. Kullanılan izolasyon Armaflex®'tir.

4.3 Deney Düzeneği Cihazları ve Ölçme Cihazları

Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4 de deney düzeneği bileşenleri ve ölçme cihazları gösterilmektedir.

Çizelge 4.3 Deney Tesisatında Kullanılan Cihazlar

BİLEŞEN	FONKSİYON	KARAKTERİSTİK\TİP	MODEL\ÜRETİCİ
Pompa	Akışkanı hareket ettirmek	1 l\dak debisinde 30kPa basınç kaybı	GM-F\GATHER
Termostat	Kondenser devresi sıcaklığını kontrol etmek	15 l\dak , besleme basıncı 50 kPa, Güç 3 kW	NBS-HAT\Lauda
Termostat	Evaporatör devresi sıcaklığını kontrol etmek	24 l\dak , besleme basıncı 90 kPa, Güç 1.7 kW	K 20 KS\Lauda
Termostat	B1 ana tankı sıcaklığını kontrol etmek	8 l\dak , besleme basıncı 45 kPa, Güç 1.7 kW	NB\Haake
Evaporatör	Akışkanı buharlaştırmak	Plakalı Isı değiştiricili Güç: 3 kW	18\Gea
Kondenser	Buharı yoğuşturmak	Plakalı Isı değiştiricili Güç: 3 kW	18\Gea
Isıtıcı Kablo	Basınç sensörü Bağlantılarını ısıtmak	2 mm çapında, 250 cm uzunluğunda, max 50 V	2NcNcL20\Thermocoax
Filtre	Filtrelemek	Moleküler süzgeç	K 18 Filter\ KMP

Çizelge 4.4 Deney Tesisatında Kullanılan Ölçme Cihazları

PARAMETRE	ÖLÇME CİHAZI	ARALIK	TİPİ ÜRETİCİ	HASSASİYET
Akış Miktarı	R134a akışkanı için Koriyolis akış ölçer	0.002-0.1 kg/dak	RHM015GNT\Schwing	max. 0.15%
Akış Miktarı	Soğutma suyu için dişli akış ölçer	0-12 l/dak	DF-HN\Kobold	2.5%
Basınç Farkı	Basınç farkı için endüktif sensör	0-5 kPa	PD1\0.1\Druck	Sınıf 1
Deney Düzeneği Sıcaklığı	0.25 mm çapında termoelement	0-1100°C	Type K\ Electronic Sensor	10-65°C arasında kalibre edilmiş 10K için, 0.1 K
Basınç Ölçümü	rezistanslı mutlak basınç sensörlü	0-110 kPa	GDH 12A\Greisinger Electronic	0.4%

Deneyler yapılırken sabit basınçta R134a akışkanı debisi ve soğutma suyu debisi ve sıcaklığı değiştirilmiştir. Her bir soğutma suyu sıcaklığı için farklı yoğuşma akış debileri oluşmaktadır. 0.735 MPa'da yapılan deneylerde, soğutma suyu sıcaklığı 22°C-27°C arasında, 0.81 MPa'da yapılan deneylerde ise soğutma suyu sıcaklığı 25°C-30°C arasında tutulmuştur. R134a'nın yoğuşma debisi soğutma suyu sıcaklığının düşmesi ile artmaktadır. Yoğuşma akış debisi, yoğuşan sıvının B2 volumetrik tankında toplanmasıyla belirlenmektedir. Tank hacmi bilinmekte olup, kronometre vasıtasıyla hacmin dolduğu süre ölçülmektedir. Her bir yoğuşma akış debisi için, farklı ısı transferi miktarları oluşmaktadır. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı T_s ve borunun iç yüzey duvar sıcaklığı T_w bilinerek ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir. Duvar sıcaklığı T_w termokupllar tarafından ölçülen yerel sıcaklıkların aritmetik ortalamasıdır.

4.4 Ölçme Parametrelerinin Kontrolü

Sistem basıncı B1 ana tankındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını değiştirerek kontrol edilmiştir. Aslında hangi deney yürütülecek ise, o deneydeki farklı soğutma suyu sıcaklıkları dolayısıyla sistem basıncı değişmektedir. Soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesi ile yoğuşma oranında artış görülmekte ve dolayısıyla sistem basıncında da düşüş yaşanmaktadır. Basıncı arttırmak için tekrardan ana tanktaki sıcaklığı arttırmak gerekmektedir. Bunun tersi bir durum ise soğutma suyu sıcaklığının artmasında görülmektedir. Deneyler 0.735 MPa ve 0.81 MPa'lık basınçta yürütülmüştür.

R134a akışkanının debisi P1 pompası ile ayarlanmıştır. Deneyler eğim açısına göre 25 gr/dak ile 47 gr/dak arası R134a debilerinde yapılmıştır.

Soğutma suyu debisi soğutma suyu tankı üzerinde bulunan bir valf vasıtasıyla kontrol edilmektedir. Soğutma suyu debisinin artışı yoğuşma oranının artmasına sebep olmaktadır, aynı şekilde soğutma suyunun sıcaklığının düşmesi de bu oranının artışı göstermektedir. Sistemde kullanılan soğutma suyu debileri 0.4 lt/dak ile 0.9 lt/dak arasındadır.

Sistemdeki tüm termostatların soğutulması şehir şebekesine bağlı hatlar vasıtasıyla sürekli olarak yapılmıştır.

Deney borusunun çıkışında buhar çıkış sıcaklığı doyma sıcaklığı olarak alınmış olup, girişinde ise 3 K'lık bir kızgınlık derecesiyle gönderilmiştir. Böylece tam olarak doymuş buhar girişi sağlanmış olmaktadır.

4.5 Deneysel Sonuçların Alınması İşlemi

Isı transferi deneylerinin sonuçlarının alınmasında, sistemdeki her bir ölçü cihazının bağlı olduğu Labview isimli bilgisayar programı, Intel Celeron 466 MHz bir bilgisayar, bir adet dijital voltmetre entegreli 'Data Acquisition/Control Unit HP 3497A' marka data toplayıcısı, ve 3 kartuşlu HP44421A (20 kanallı korumalı toplayıcı) board kullanılmıştır. Bu program vasıtasıyla sistemdeki her bir değişkeni (Sıcaklık, Basınç, Debi vs.) izleme ve ona göre de müdahale etme olasılığı bulunmaktadır. Sistem stabil duruma geçtikten sonra yine bu program vasıtasıyla kayıt işlemi yapılabilmekte, ve ölçü cihazlarından gelen sinyaller sayısal olarak elde edilebilmektedir. B2 tankının dolması sırasında kronometre vasıtasıyla yapılan zaman ölçümü süresince bu kayıtlar tutulmakta olup, daha sonra Excel tablolarında bunlar işlenebilmektedir.

4.6 Deneylerin Yürütülmesi ve Değerlendirme

Deneylerde akışkan olarak R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Deneylere başlamadan önce, evaporatör termostatu destile edilmiş suyla doldurulmuştur. Aynı zamanda, ölçme bölümünün soğutucu devreleri de destile edilmiş suyla doldurulmuştur. Kondenser ve diğer termostat elemanlarının soğutulması şehir şebekesinden yapılmıştır. Daha sonra termostat çevrimleri ve kondenser faaliyete geçirilmiştir, ardından da evaporatör ısıtma elemanı devreye alınmıştır.

Deneyler yatayla 30^0 , 38^0 , 45^0 , 60^0 ve 90^0 'lik açılarda yürütülmüştür. Buhar hızı ile yoğuşma kütesel debisi arasında taşma ile sınırlı bir bağıllık vardır ve aynı zamanda bu bağıllık yoğuşma film kalınlığı ile taşma noktasına ulaşma arasında da bulunmaktadır.

Buhar kütle akışı, sağlanan ısı girişiyle hesaplanır;

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{\Delta h_v} \quad (4.1)$$

Buhar hızı ise;

$$w'_g = \frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{\Delta h_v \rho_g A} \quad (4.2)$$

Yoğuşan sıvı tarafından ortaya çıkan ısı miktarı \dot{Q} , debisi bilinen soğutucu sıvıda meydana gelen sıcaklık farklarıyla ve yoğuşan sıvının entalpi farklarıyla hesaplanabilir;

$$\dot{Q} = \dot{M}_{su} c_{p,su} \Delta T \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{M}_{yoğ} \Delta h_v \quad (4.4)$$

Bu iki ısı miktarı arasındaki fark deneylerde 10% un altında olmuştur. Fark 20% ve daha fazla olduğunda deneyler tekrarlanmıştır.

Isı miktarı \dot{Q} 'dan yoğuşan sıvının hızı ise;

$$w'_l = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_v \rho_l A} \quad (4.5)$$

şeklinde hesaplanır.

Ölçülen değerlerden ortalama ısı transfer katsayısı hesaplanır:

$$\alpha_m = \frac{\dot{Q}}{\pi d L (T_s - T_w)} \quad (4.6)$$

Burada T_s buharın yoğuşma sıcaklığı, T_w ise boru etrafındaki termokupllardan elde edilen değerlerin aritmetik ortalamasıdır. Termokupllar ile ölçülen test borusu dış yüzey sıcaklığı, boru malzemesi bakır ve 0.33 mm et kalınlığında olduğu için test borusu iç yüzey sıcaklığına yaklaşık eşit kabul edilmiştir.

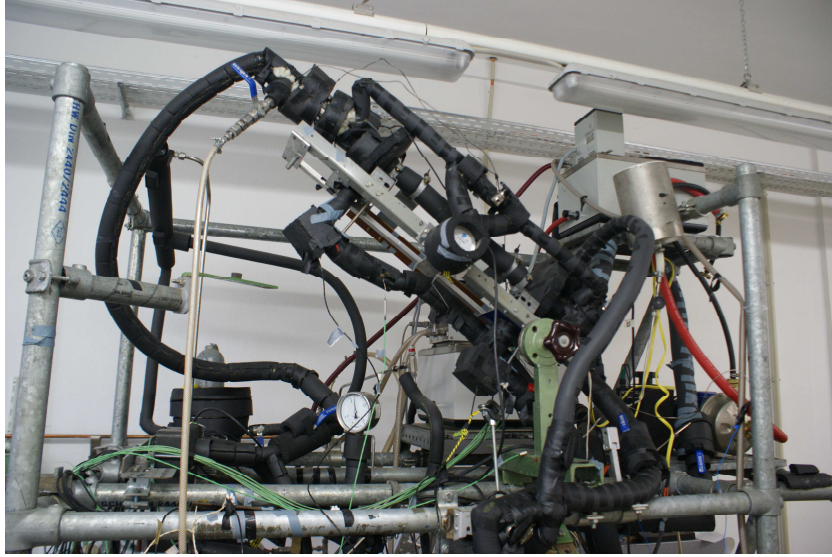
4.7 Deney Tesisatının Fotoğrafları



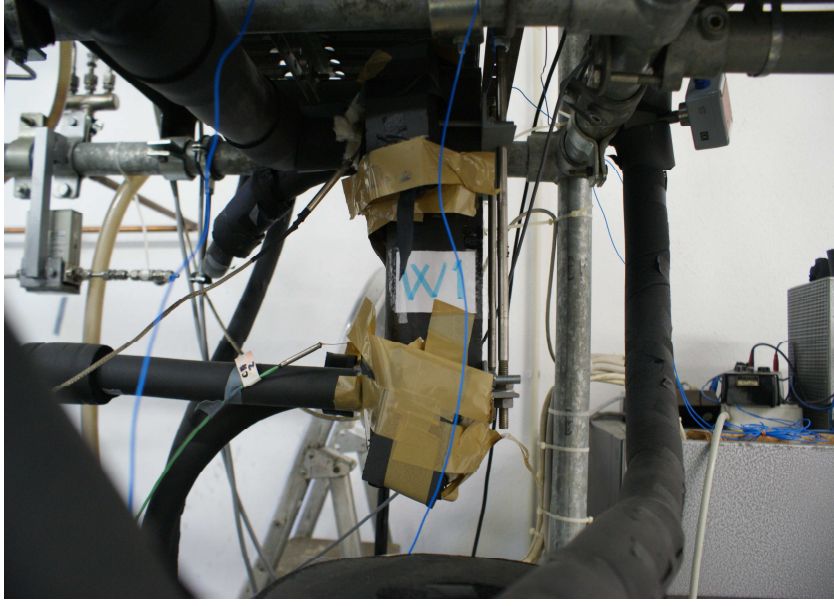
Şekil 4.4 Deney tesisatının genel bir görünüşü



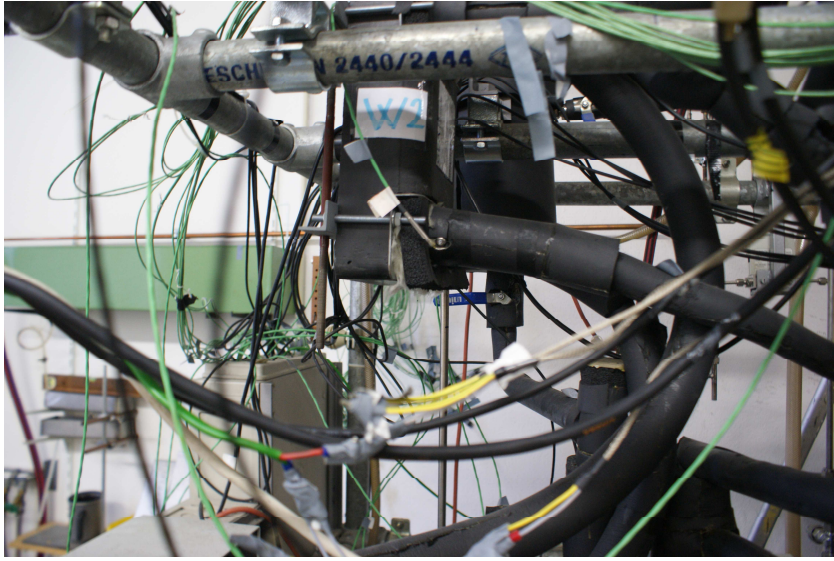
Şekil 4.5 Deneş tesisatının ana güç paneli



Şekil 4.6 Deneş borusu



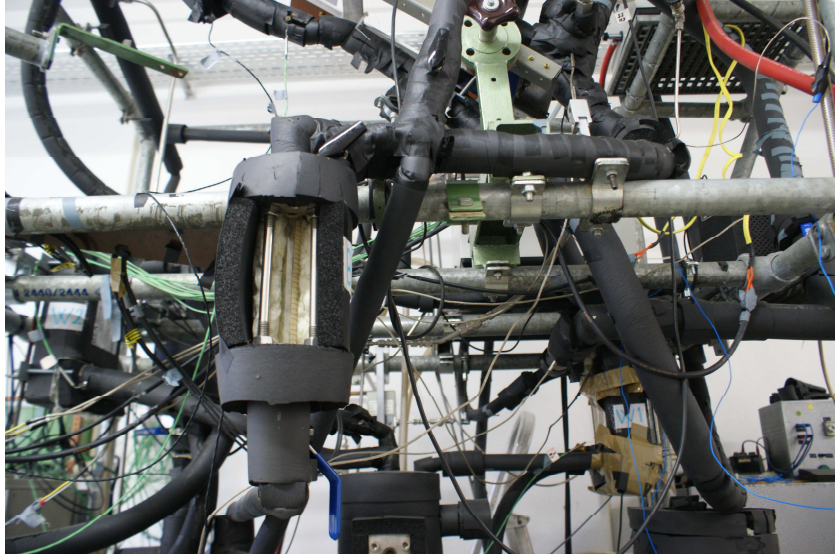
Şekil 4.7 W1 evaporatörü



Şekil 4.8 W2 kondenseri



Şekil 4.9 B1 ana tankı



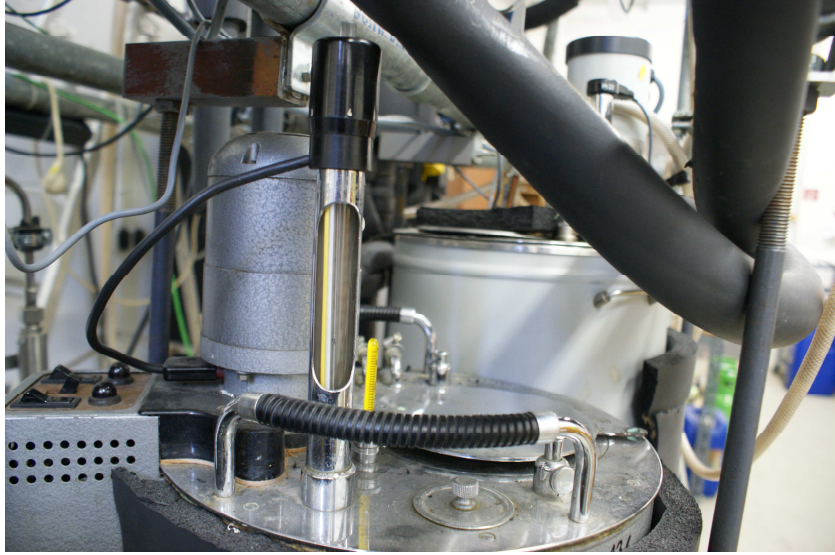
Şekil 4.10 B2 yoğuşan R134a'nın ölçme düzeneği



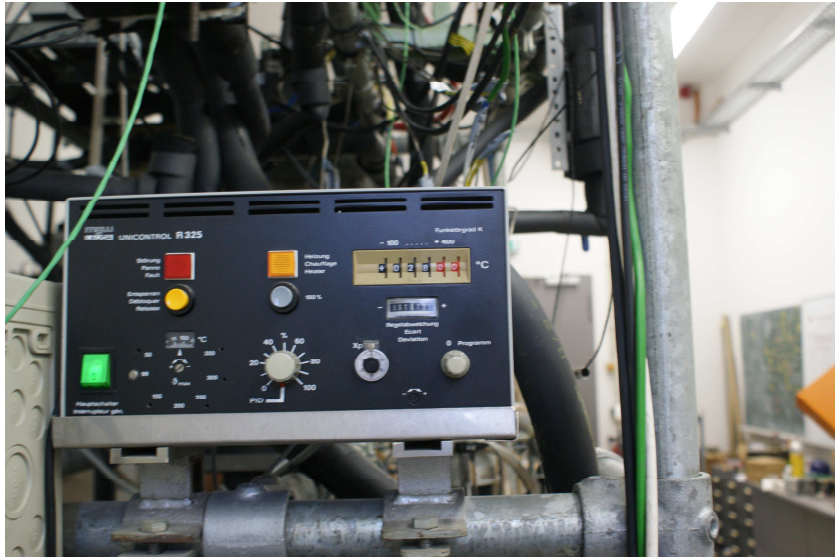
Şekil 4.11 R134a pompası (P1)



Şekil 4.12 B1 ana tankı ve kondenser termostat tankları



Şekil 4.13 B1 termostatu kontrolü



Şekil 4.14 Kondenser termostatu kontrolü



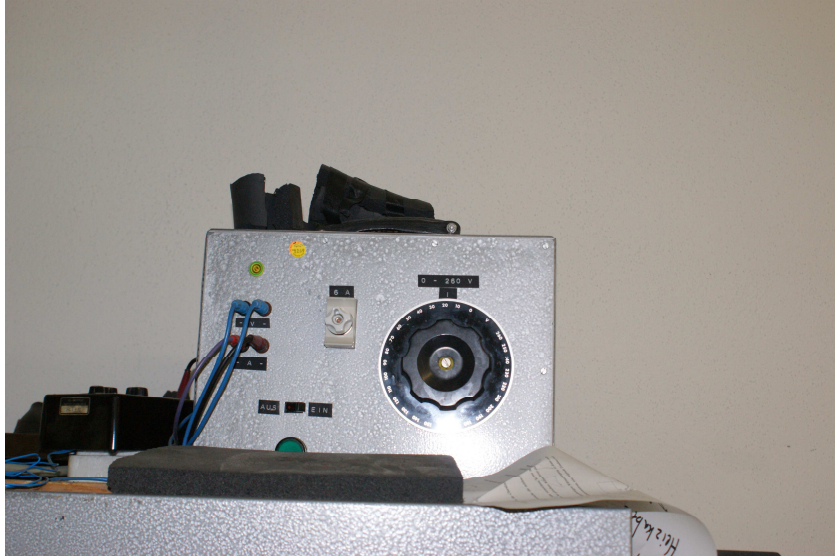
Şekil 4.15 Soğutma suyu ve evaporatör termostatları



Şekil 4.16 Soğutma suyu kontrolü



Şekil 4.17 Evaporatör pompası

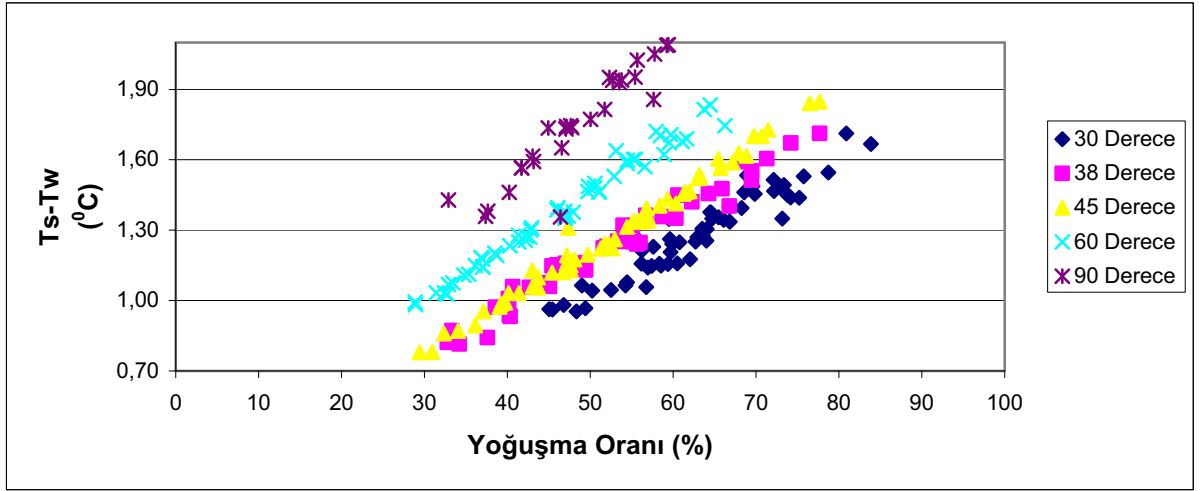


Şekil 4.18 Diferansiyel basınç farkı elektrikli ısıtıcısı kontrolü

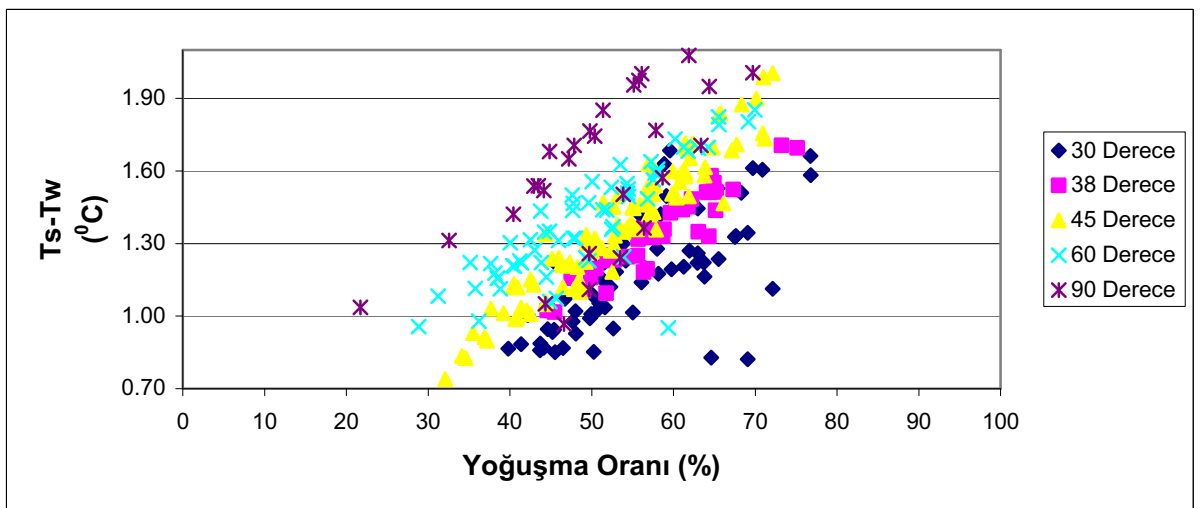
5. DENEY SONUÇLARININ TARTIŞILMASI

Bu çalışmadaki deneyler, 0.735–0.810 MPa basınçlarında, 25–47 gr/dak arası buhar debilerinde, 0.4–0.9 lt/dak soğutma suyu debilerinde ve yatayla 30° , 38° , 45° , 60° ve 90° 'lik eğim açılarında yürütülmüştür.

Ters akışlı yoğuşma sırasında R134a akışkanının doyma sıcaklığı T_s ile test borusu yüzey sıcaklıkları ortalaması T_w arasındaki farkın artmasıyla test borusuna giren buharın yoğuşma oranı doğrusal olarak artmaktadır.

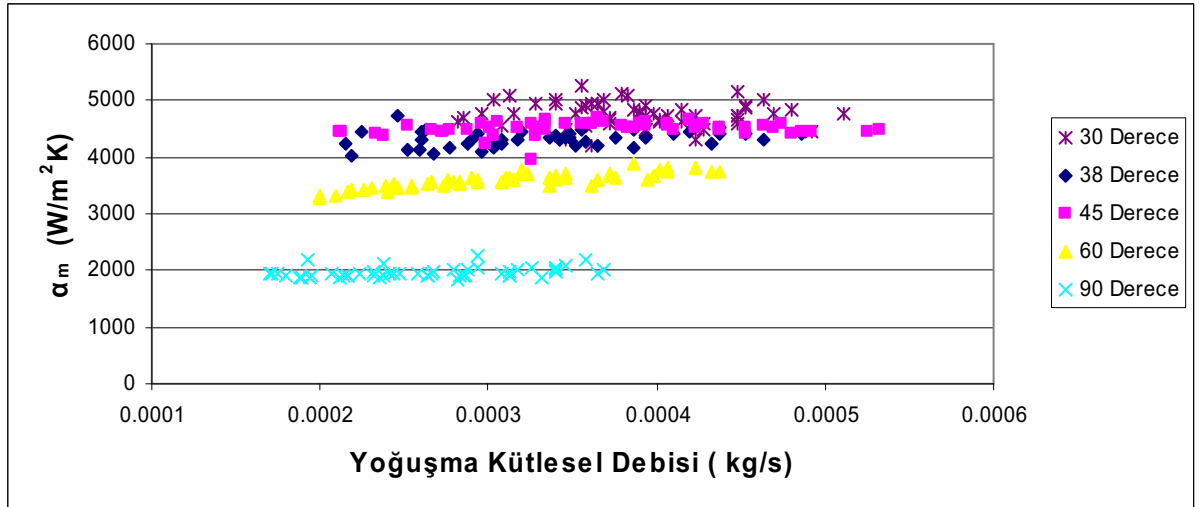


Şekil 5.1 0.735 MPa basınçta yoğuşma sıcaklığı duvar sıcaklığı farkı ile yoğuşma oranı değişimi

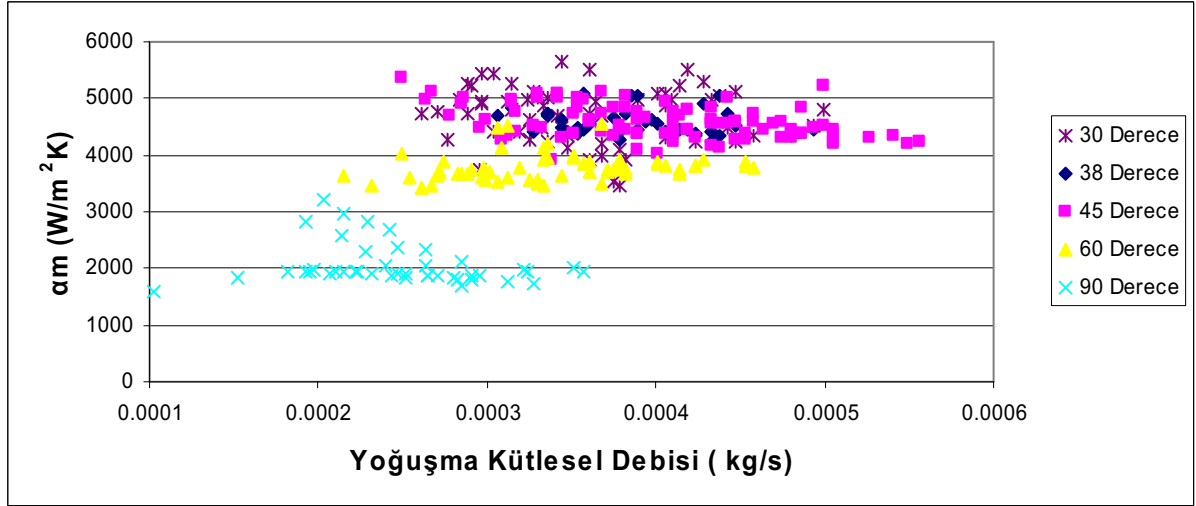


Şekil 5.2 0.810 MPa basınçta yoğuşma sıcaklığı duvar sıcaklığı farkı ile yoğuşma oranı değişimi

Duvar çeperinde oluşan film kalınlığının buharla boru iç yüzeyi arasında bir direnç oluşturması ve film kalınlığının artmasıyla ısı iletimi azalır. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 de bu durumun sırasıyla 0.735 MPa ve 0.810 MPa basınçlarda eğim açılarına bağlı olarak değişimi grafik halinde sunulmuştur. Her iki basınçta da eğim açısı düştükçe aynı yoğuşma miktarı oranında T_s-T_w sıcaklık farkının azaldığı görülmektedir. Ayrıca test borusu eğim açısı azaldıkça genel olarak T_s-T_w sıcaklık farkının 90° eğime göre daha düşük olduğu Şekil 5.1'den ve 5.2'den görülmektedir. Örnek olarak 0.810 MPa basınçta 50% lik bir yoğuşma oranında 90° 'de sıcaklık farkı olarak yaklaşık 1.90 K görülürken, 60° 'de bu fark 1.6 K'ne, 45° 'de 1.30 K'ne, 38° 'de 1.20 K'ne, 30° 'de ise 1.00 K'ne kadar düşmektedir. Boru içerisinde oluşan film tabakası, boru düşey vaziyette iken simetrik bir şekilde borunun tüm yüzeyine dağılır. Borunun eğim açısı düşeyden yataya doğru düştükçe bu film tabakası simetrikliği bozulur. Borunun eğildiği tarafta oluşan film tabakası kalınlaşırken, borunun üst yüzeyinde film tabakası incelmekte ve film direnci azalmaktadır. Film direncinin az olduğu boru üst yüzeylerinde sıcaklık farkı azalmakta ve yoğuşma artmaktadır.

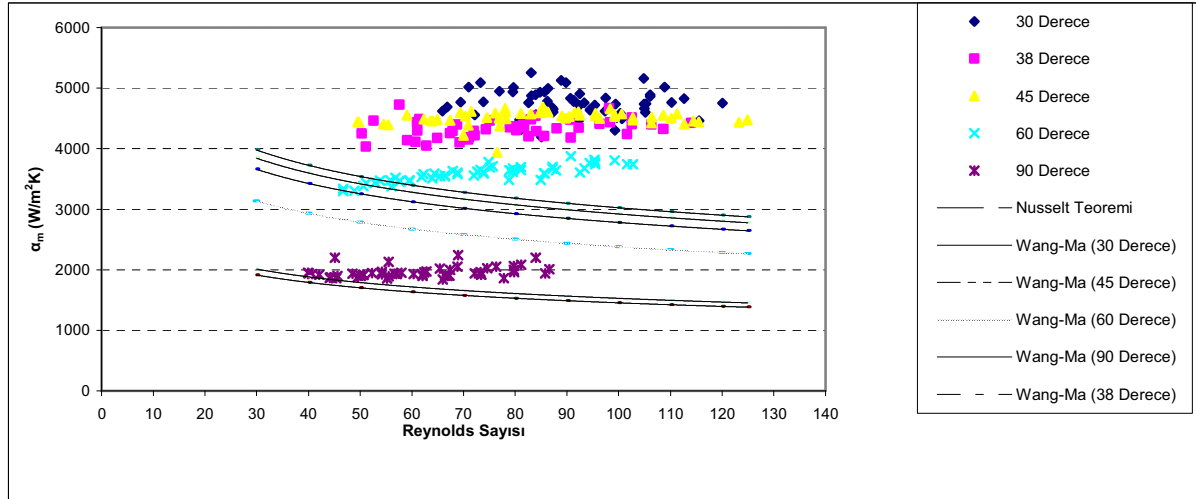


Şekil 5.3 0.735 MPa basınçta yoğuşma kütleli debisi ile ortalama ısı taşınım katsayısı değişimi

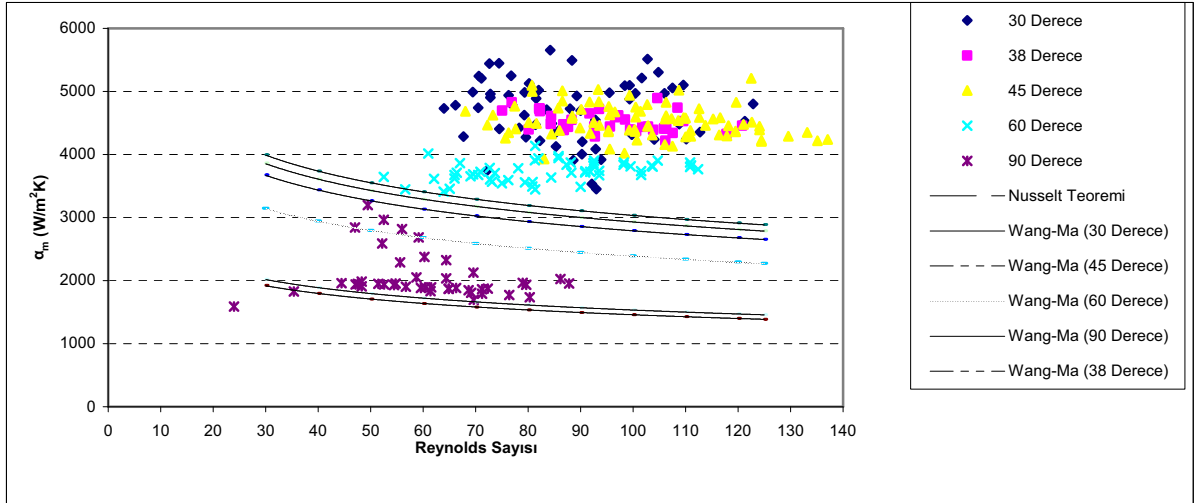


Şekil 5.4 0.810 MPa basınçta yoğuşma kütleli debisi ile ortalama ısı taşınım katsayısı değişimi

Şekil 5.3 ve 5.4 'te ortalama ısı taşınım katsayısının yoğuşan R134a debisi ile değişimleri gösterilmektedir. Şekil 5.3 te görüldüğü gibi, 0.735 MPa basınçta yoğuşan R134a akışkan debisinin ortalama ısı taşınım katsayısına çok fazla etkisi görülmemiştir. 0.810 MPa basınçta ise deney sonuçları arasında sapmalar görülmekte ve yoğuşan R134a akışkan debisinin artmasıyla ortalama ısı taşınım katsayısı azalma eğilimindedir.

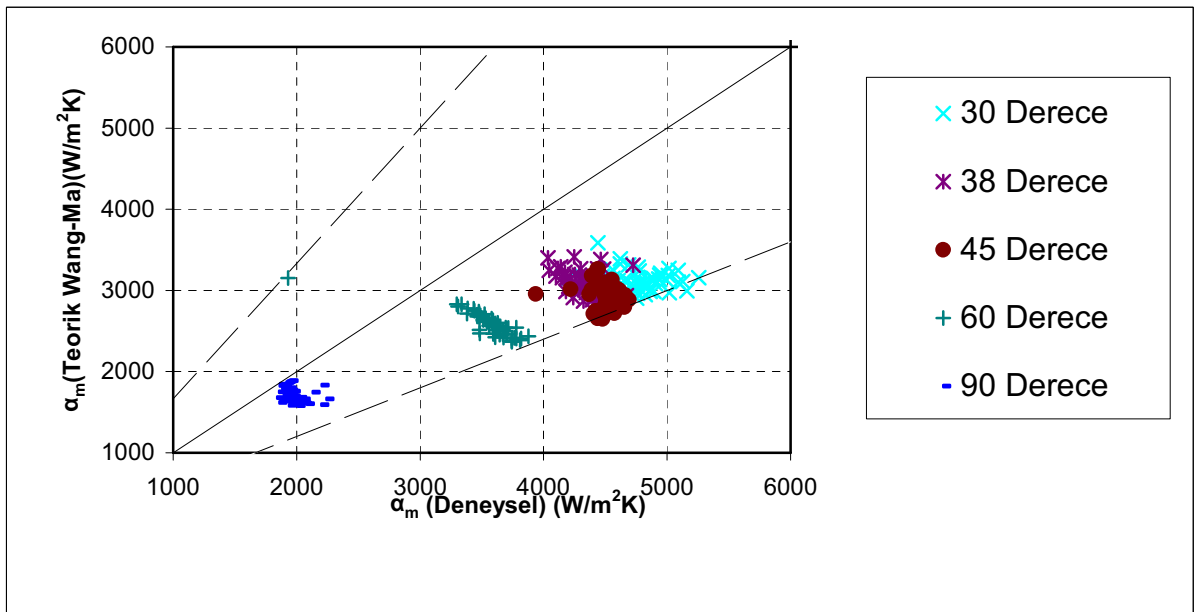


Şekil 5.5 0.735 MPa basınçta ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

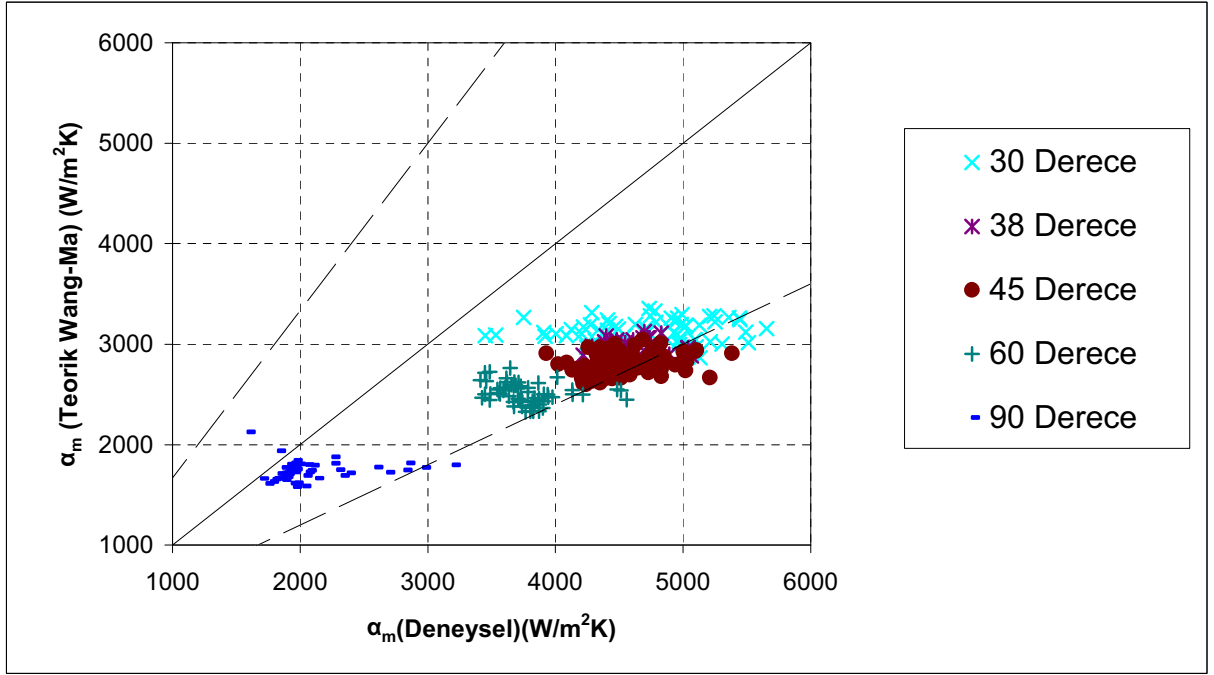


Şekil 5.6 0.810 MPa basınçta ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

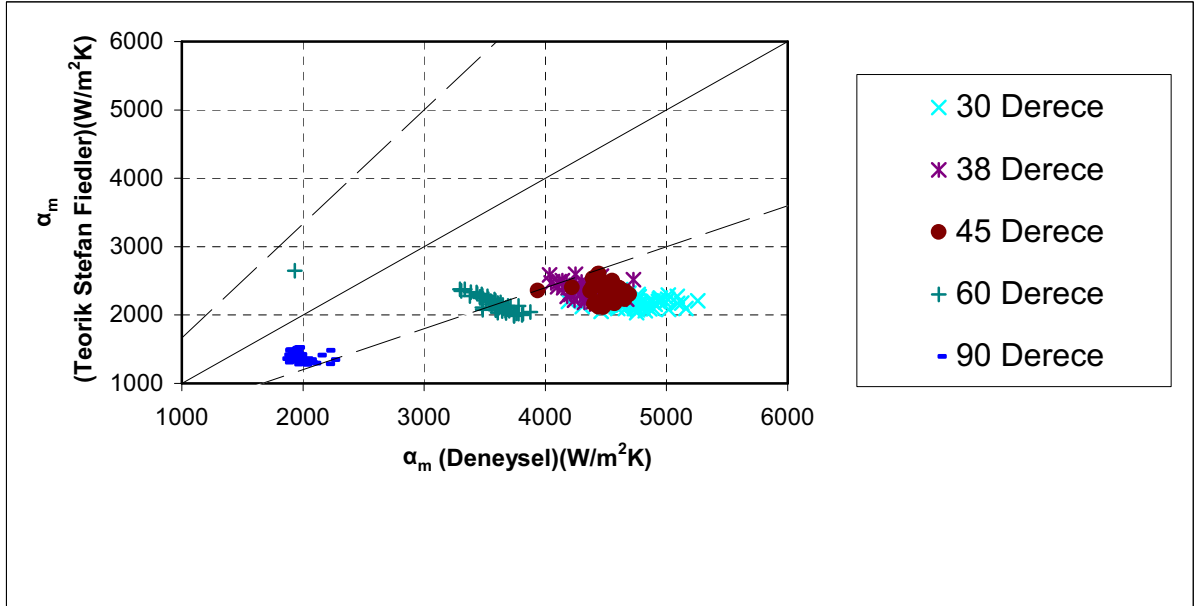
Şekil 5.5 te görüldüğü gibi, deneysel sonuçlar ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişmediğini göstermektedir. Wang-Ma korelasyonu deneysel dataların çok altında kalmakla birlikte, ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile azaldığını göstermektedir. 90° eğim açısı için Nusselt'e ve Wang-Ma'ya göre hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayıları aynı eğilimi göstererek Reynolds sayısı ile azalmakta ve birbiriyle uyumaktadır. Şekil 5.6'da 0.810 MPa için sunulan datalar, Şekil 5.5'te 0.735 MPa için sunulan datalarla aynı eğilimdedir.



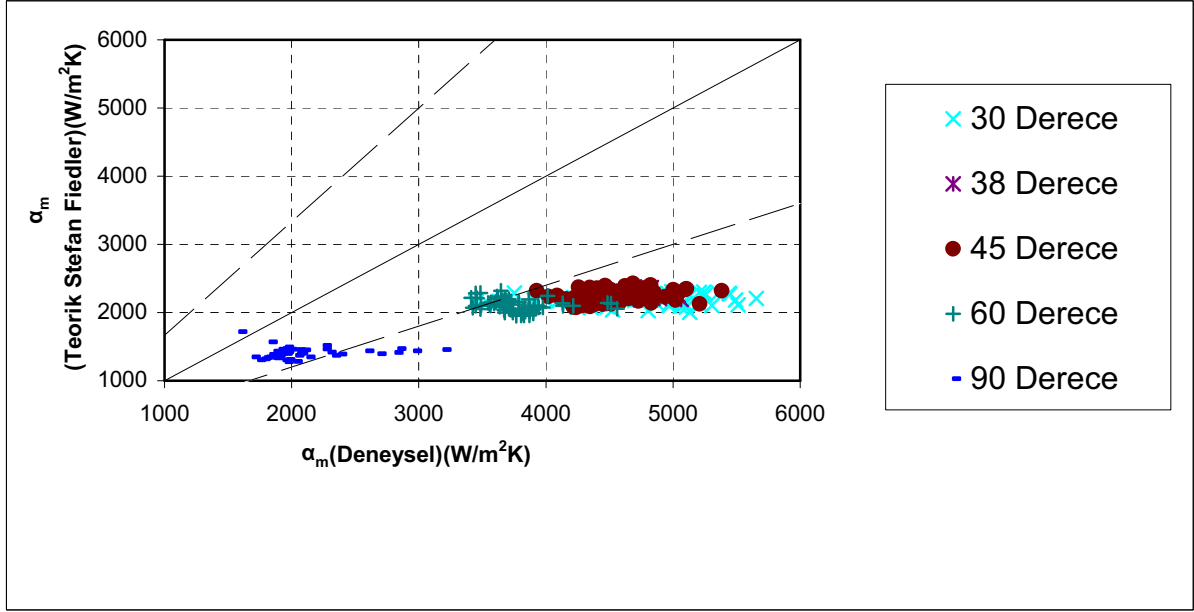
Şekil 5.7 0.735 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Wang-Ma korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması



Şekil 5.8 0.810 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Wang-Ma korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması



Şekil 5.9 0.735 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Stefan Fiedler korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması



Şekil 5.10 0.810 MPa basınçta deneysel ısı taşınım katsayısının teorik Stefan Fiedler korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısıyla karşılaştırılması

Şekil 5.7, 5.8, 5.9 ve 5.10'da sunulan sonuçlara göre, Wang-Ma'ya göre hesap edilen ortalama ısı taşınım katsayısı $\pm 40\%$ bandı içinde bulunmaktadır. Fiedler'e göre hesap edilen ortalama ısı taşınım katsayılarının büyük bir çoğunluğu $\pm 40\%$ lık dilimin dışında kalmaktadır. Wang-Ma ve Fiedlerin geliştirdikleri modeller düz boru için önerilen modellerdir. Bu sebeple bu modellerin bu çalışmadaki mikro kanatlı boru için elde edilen datalarla uyuşmadığı görülmüştür.

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Mikrokanatlı yüzey, ısı transfer yüzeyini arttırmakla birlikte sıvı filmini homojen bir şekilde dağıtmakta ve film direncini azaltarak ısı transferini arttırıcı yönde etki etmektedir. Test borusu eğim açısının bu çalışmada ısı taşınım katsayısı üzerinde önemli etkisi görülmüştür. 90° de eğim açısında yapılan deneyler ile 60° , 45° , 38° , 30° açılarında yapılan deneyler karşılaştırılmış ve en yüksek ısı taşınım katsayısının 30° eğim açısında olduğu tespit edilmiş ve ısı taşınım katsayısının yaklaşık olarak 150% artış gösterdiği görülmüştür. Basıncın bu parametreler içinde ısı taşınım katsayısına etkisi tespit edilmemiştir. Buhar debisinin artmasıyla yoğuşma debisi artış göstermiştir. Ayrıca buhar debisinin artması taşmanın meydana gelmesine neden olmuştur.

7. HATA ANALİZİ

Deneysel çalışmanın doğruluğunu, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır etkileyecektir. Deneysel çalışmada yapılan bu hatalar iki şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan birincisi, deneyi yapan araştırmacıdan kaynaklanan hatalar, diğeri ise ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanan hatalardır. Deneylerin tecrübeli ve dikkatli bir araştırmacı tarafından yapılması ile birinci tür hataların giderilmesi mümkün olabilmektedir. Fakat ikinci tür hataların belirlenmesi ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalı genliklerin genelinde belli olmaması nedeniyle literatürde hata diye adlandırılmaktadır. Yukarıda genel olarak ikinci tür hatalar diye ifade edilen, deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür. Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerin rasgele elektronik salınımlardan kaynaklanan rasgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rasgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır, uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırabilir. Ölçü aletlerinin imalatının da doğru yapıldığı kabul edilirse, hata analizi; sabit ve rast gele hataların belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerini ortaya konulmasıdır.

Ayrıca ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarını seçiminden önce hata analizini yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır. Diğer taraftan, ölçülen büyüklerden hangisinin toplam hata üzerinde en etkin rol oynadığının tespit edilmesi, bu ölçümlerin daha hassas yapılması için önlem almayı gerektireceğinden, sonuçların belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının belirlenebilmesi için birkaç yöntem önerilmiştir. Deneysel bulguların hata analizi için geliştirilen ve ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan belirsizlik analizi(uncertainty analysis) yöntemi en çok tercih edilen yöntem olarak gözükmektedir. Bu deneysel çalışmadaki hata analizinde, diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

7.1 Belirsizlik Analiz Yöntemi

Deney düzeneğinde bir takım ölçümler yapılarak tespit edilmesi/ hesaplanması gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise x_1, x_2, \dots, x_n olsun bu durumda ;

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

Yazılabilir. Her bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right] \quad (6.2)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde deneyde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır. Bu özellik belirsizlik analizi yönteminin en önemli üstünlüğü olarak belirtilebilir.

7.2 Buhar Hızının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti

Buhar hızı hesaplanırken;

$$W_b = \frac{M}{100 \times 60 \times \rho_b \times A} \quad (6.3)$$

Denklemini kullanılmıştır. Burada M , g/dak cinsinden kütleli debi; ρ_b ise kg/m^3 cinsinden buhar yoğunluğudur. Buhar hızı hesaplanırken oluşan belirsizliklerin tespiti için kütleli debinin ve buhar yoğunluğunun hesaplanmasında oluşan belirsizliklerin tespit edilmesi gerekmektedir. Burada uzunluk ölçümünden oluşabilecek hatalar ihmal edilmiştir. Kütleli debinin ölçümünde koryolis akış ölçer kullanılmış olup, üretici firma kataloğunda akış ölçerin hata oranı $\pm 0,15\%$ olarak belirtmişlerdir. Buhar yoğunluğunun belirlenmesinde ise ölçülen basıncın etkisi vardır. Ölçülen basınca göre Refprop programından bir değer atanmaktadır. Basınç ölçümünde kullanılan basınç ölçerin hata oranı ise $\pm 0,4\%$ olarak belirtilmiştir. Basınç ile buhar yoğunluğu arasında ise şöyle bir denklem bulunmaktadır;

$$\rho_b = -7,5381P^3 + 178,02P^2 - 1395P + 3664,4 \quad (6.4)$$

Buhar yoğunluğunun hatasının belirlenmesi için;

$$w_{\rho_b} = \pm \left[\left(\frac{\partial \rho_b}{\partial P} \right)^2 \cdot w_p^2 \right]^{1/2} \quad (6.5)$$

Kullanılır. Buna göre;

$$w_{\rho_b} = \pm \left[\left(-22,6143 \cdot P^2 + 356,04 \cdot P - 1395 \right)^2 \cdot w_p^2 \right]^{1/2} \quad (6.6)$$

25_01_10_30_40_05 numaralı deneye göre;

$P = 7,358$ bar iken $w_p = \pm 0,029432$ bar olur.

Denklemdedeğerler yerine konulduğu zaman;

$w_{\rho_b} = \pm 0,011661907$ kg/m³ olur.

Bahsi geçen deneyde;

$\dot{M} = 37,5501$ g/min = $6,25835 \times 10^{-4}$ kg/s iken

$w_M = \pm 0,05632515$ g/min = $\pm 9,387525 \times 10^{-7}$ kg/s

$\rho_b = 35,1120072$ kg/m³

$d = 7,34$ mm = $7,34 \times 10^{-3}$ m

$W_b = 0,421469861$ m/s

Değerleri ölçülmektedir.

Buna göre buhar hızını etkileyen belirsizlikler;

$$w_{W_b} = \pm \left[\left(\frac{\partial W_b}{\partial \dot{M}} \right)^2 \cdot w_M^2 + \left(\frac{\partial W_b}{\partial \rho_b} \right)^2 \cdot w_{\rho_b}^2 \right]^{1/2} \quad (6.7)$$

$$w_{W_b} = \pm \left[\frac{w_M^2}{\pi^2 \cdot r^4 \cdot \rho_b^2} + \frac{\dot{M} \cdot w_{\rho_b}^2}{\pi^2 \cdot r^4 \cdot \rho_b^4} \right]^{1/2} \quad (6.8)$$

Olur. Denklemdedeğerler yerine konulduğu zaman buhar hızının belirsizliği;

$w_{W_b} = \pm 6,4748 \times 10^{-4}$ m/s

Çıkar. Oransal olarak ise bu hatanın maksimum değeri 1% in altında kalmaktadır.

7.3 Film Reynolds Sayısının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti

Film Reynolds sayısı hesaplanırken;

$$Re = \frac{\dot{V}_l \times \rho_l}{\pi \times d \times \mu_l} \quad (6.9)$$

Denklemini kullanılmıştır. Burada \dot{V} m³/s cinsinden yoğuşma hacimsel debisi, ρ_l kg/m³ cinsinden akışkan yoğunluğu ve μ_l ise kg/ms cinsinden yoğuşan akışkanın dinamik viskozitesidir. Film Reynolds sayısı hesaplanırken oluşan belirsizliklerin tespiti için dinamik viskozitenin ve akışkan yoğunluğunun hesaplanmasında oluşan belirsizliklerin tespit edilmesi gerekmektedir. Uzunluk ölçümünden oluşabilecek hatalar ve hacimsel debinin ölçümünde insan faktörü olduğu için bu iki büyüklüğün hataları ihmal edilmiştir. Akışkan yoğunluğu ve dinamik viskozite ölçülen basınca göre belirlenmektedir. Ölçülen basınca göre her ikisi içinde Refprop programından birer değer atanmaktadır. Dinamik viskozitenin basınçla arasında şöyle bir bağıntı vardır;

$$\mu_l = -0,00007950 \ln(P) + 0,00034543 \quad (6.10)$$

Bu bağıntıya göre;

$$w_{\mu_l} = \pm \left[\left(\frac{\partial \mu_l}{\partial P} \right)^2 \cdot w_P^2 \right]^{1/2} \quad (6.11)$$

Olup aynı deney sonucundaki değerler denklemde yerine konulduğunda;

$$\mu_l = 0,00018677 \text{ kg/ms için } w_{\mu_l} = \pm 3,18 \times 10^{-7} \text{ kg/ms}$$

Sonucu ortaya çıkar.

Aynı şekilde akışkan yoğunluğunun basınca bağlı denklemi ise;

$$\rho_l = 0,5581557P^2 - 26,3047091P + 1356,9926232 \quad (6.12)$$

Şeklindedir. Yoğunluğun basınca bağlı hata denklemi ise;

$$w_{\rho_l} = \pm \left[\left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \right)^2 \cdot w_P^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

Değerler yerine konulup türevi alındığında;

$$\rho_l = 1193,6577 \text{ kg/m}^3 \text{ için } w_{\rho_l} = \pm 0,532451 \text{ kg/m}^3$$

Sonucu ortaya çıkar.

Bu deneyde;

$$P = 7,358 \text{ bar}$$

$$\rho_l = 1193,6577 \text{ kg/m}^3$$

$$d = 7,34 \text{ mm} = 7,34 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\dot{V} = 0,0000002845 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mu = 0,00018677 \text{ kg/ms}$$

$$\text{Re} = 79,65$$

Olarak ölçülmüştür.

Bu sonuçlara göre Reynolds Sayısını etkileyen belirsizlikler;

$$w_{\text{Re}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu_l} \right)^2 \cdot w_{\mu_l}^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho_l} \right)^2 \cdot w_{\rho_l}^2 \right]^{1/2} \quad (6.14)$$

$$w_{\text{Re}} = \pm \left[\frac{\dot{V}^2 \cdot \rho_l^2 \cdot w_{\mu_l}^2}{\pi^2 \cdot d^2 \cdot \mu_l^4} + \frac{\dot{V}^2 \cdot w_{\rho_l}^2}{\pi^2 \cdot d^2 \cdot \mu_l^2} \right]^{1/2} \quad (6.15)$$

Olur. Denklemden değerler yerine konulduğunda zaman Reynolds Sayısının belirsizliği;

$$w_{\text{Re}} = \pm 0,1336$$

Çıkar. Oransal olarak ise bu hatanın maksimum değeri 1% in altında kalmaktadır.

7.4 Nusselt Sayısının Hesaplandığı Deneyler için Belirsizliklerin Tespiti

Nusselt sayısı hesaplanırken;

$$Nu = \frac{\alpha \times \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3}}{\lambda_l} \quad (6.16)$$

Denklemin kullanılmıştır. Burada α W/m²K cinsinden ısı taşınım katsayısı, v_l m²/s cinsinden kinematik viskozite, g m/s² cinsinden yerçekimi ivmesi ve λ_l ise W/mK cinsinden ısı

iletkenliktir. Nusselt sayısı hesaplanırken oluşan belirsizliklerin tespiti için ısı taşınım katsayısının, kinematik viskozitenin ve ısı iletkenliğin hesaplanmasında oluşan belirsizliklerin tespit edilmesi gerekmektedir. Yerçekimi ivmesi gibi sabit bir sayının hatası ihmal edilmiştir. Isı taşınım katsayısı α 'nın hesaplanması için;

$$\alpha = \frac{Q_{kond}}{\pi \cdot d \cdot L \cdot (T_s - T_w)} = \frac{Q_{kond}}{\pi \cdot d \cdot L \cdot \Delta T} \quad (6.17)$$

Denklemler ile gösterilmektedir. Burada Q_{kond} Watt cinsinden yoğunlaşan sıvıdan alınan ısıyı, d metre olarak boru çapını, L metre olarak boru uzunluğunu, T_s yoğunlaşma sıcaklığını ve T_w ise boru çevresinde oluşan duvar sıcaklıklarının ortalamasını belirtmektedir. Q_{kond} hesaplanmasında;

$$Q_{kond} = \frac{\dot{M}_{buhargiris}}{60000} \cdot h_{buhargiris} - \left(\frac{\dot{M}_{buhargiris}}{60000} - \dot{M}_{kondensatcikis} \right) \cdot h_{buharcikis} - \dot{M}_{kondensatcikis} \cdot h_{kondensat} \quad (6.18)$$

Denklemler kullanılmıştır. Bu denklemde buhar giriş kütleli debisi g/dak olarak $\dot{M}_{buhargiris}$ ile kondensat çıkış debisi kg/s olarak $\dot{M}_{kondensatcikis}$ olarak, buhar giriş ve çıkış entalpileri ile kondensat çıkış entalpisi kJ/kg olarak sırasıyla $h_{buhargiris}$, $h_{buharcikis}$ ve $h_{kondensatcikis}$ ile gösterilmiştir. Buhar giriş debisi akış ölçerle ölçüldüğü için akış ölçerin hata oranı üretici firma tarafından 0,15% olarak belirlenmiştir. Kondensat çıkışı debisinin hata oranı ise insan faktörü olduğu için ihmal edilmiştir. Entalpilerin belirlenmesinde ise ölçülen basıncın ve ölçülen sıcaklıkların etkisi vardır. Buhar giriş entalpisi belirlenirken basınç ve giriş sıcaklığı ile yoğunlaşma sıcaklığı dikkate alınmış olup Refprop programından değer atanması ile gerçekleştirilmiştir ve şöyle bir denklemle belirlenebilmektedir;

$$h_{buhargiris} = (-0,1565P^2 + 4,6085P + 388,61) + (T_g - T_s) \quad (6.19)$$

Bu denkleme göre buhar giriş entalpisinde oluşan belirsizlik;

$$w_{h_{buhargiris}} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_{buhargiris}}{\partial P} \right)^2 \cdot w_P^2 + \left(\frac{\partial h_{buhargiris}}{\partial T_g} \right)^2 \cdot w_{T_g}^2 + \left(\frac{\partial h_{buhargiris}}{\partial T_s} \right)^2 \cdot w_{T_s}^2 \right]^{1/2} \quad (6.20)$$

İle gösterilebilir. Aynı deneydeki ölçülen değerlere göre T_g sıcaklığı 31,63°C iken;

$$w_{T_g} = \pm 0,12652^\circ C \text{ olarak belirlenmiştir.}$$

T_s sıcaklığı ise basınca göre atanmakta olup;

$$T_s = (-0,2192P^2 + 7,8967P - 17,819) \quad (6.21)$$

Denklemler ile belirlenebilmektedir. T_s sıcaklığı hesaplanırken hatasının belirlenebilmesi için;

$$w_{T_s} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_s}{\partial P} \right)^2 \cdot w_P^2 \right]^{1/2} \quad (6.22)$$

$$w_{T_s} = \pm \left[(-0,4384P + 7,8967)^2 \cdot w_P^2 \right]^{1/2} \quad (6.23)$$

Bu denklemde değerler yerine konulduğu zaman T_s sıcaklığı $28,42^{\circ}\text{C}$ iken;

$$w_{T_s} = \pm 0,13748^{\circ}\text{C} \text{ olarak belirlenmiştir.}$$

Bu belirlemelere göre;

$$w_{h_{\text{buh arg giriş}}} = \pm \left[(-0,313P + 4,6085)^2 \cdot w_P^2 + w_{T_g}^2 + w_{T_s}^2 \right]^{1/2} \quad (6.24)$$

Buhar giriş entalpisinin belirsizliğinin ortaya çıkarılabilmesi için, denklemde ölçülen ve hesaplanan değerler yerlerine konulduğu zaman;

$$h_{\text{buh arg giriş}} = 417,40 \text{ kJ/kg için, } w_{h_{\text{buh arg giriş}}} = 0,19878 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Buhar çıkış entalpisini belirlerken çıkış sıcaklığı dikkate alınarak Refprop programından değer atanması ile gerçekleştirilmiştir ve buhar çıkış entalpisini ile buhar çıkış sıcaklığı arasında şöyle bir denklem bulunmaktadır;

$$h_{\text{buh ar çıkış}} = (-0,0025T_{\text{çıkış}}^2 + 0,6355T_{\text{çıkış}} + 398) \quad (6.25)$$

Bu denkleme göre buhar çıkış entalpisinde oluşan belirsizlik;

$$w_{h_{\text{buh ar çıkış}}} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_{\text{buh ar çıkış}}}{\partial T_{\text{çıkış}}} \right)^2 \cdot w_{T_{\text{çıkış}}}^2 \right]^{1/2} \quad (6.26)$$

İle gösterilebilir. Aynı deneydeki ölçülen değerlere göre $T_{\text{çıkış}}$ sıcaklığı $28,317^{\circ}\text{C}$ iken;

$$w_{T_{\text{çıkış}}} = \pm 0,1133^{\circ}\text{C} \text{ olarak belirlenmiştir.}$$

Buna göre;

$$w_{h_{buhar\ çıkış}} = \pm \left[(-0,005T_{çıkış} + 0,6355)^2 \cdot 0,1133^2 \right]^{1/2} \quad (6.27)$$

Bu denklemde değerler yerine konulduğunda;

$$h_{buhar\ çıkış} = 413,99 \text{ kJ/kg için, } w_{h_{buhar\ çıkış}} = 0,05596 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Kondensat çıkış entalpisi belirlenirken yoğuşma sıcaklığı dikkate alınarak Refprop programından değer atanması ile gerçekleştirilmiştir ve kondensat çıkış entalpisi ile yoğuşma sıcaklığı arasında şöyle bir denklem bulunmaktadır;

$$h_{kondensat} = (0,0022T_s^2 + 1,3121T_s + 200,36) \quad (6.28)$$

T_s sıcaklığının belirsizliği yukarıda hesaplanmıştır. Buna göre kondensat entalpisi hesaplanırken oluşan belirsizlik;

$$w_{h_{kondensat}} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_{kondensat}}{\partial T_s} \right)^2 \cdot w_{T_s}^2 \right]^{1/2} \quad (6.29)$$

$$w_{h_{kondensat}} = \pm \left[(0,0044T_s + 1,3121)^2 \cdot 0,0189^2 \right]^{1/2} \quad (6.30)$$

Değerler yerine konulduğu zaman;

$$h_{kondensat} = 239,44 \text{ kJ/kg için, } w_{h_{kondensat}} = 0,1976 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Bu değerlere göre Q_{kond} değerinin belirsizliği;

$$w_{Q_{kond}} = \pm \left[\left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial M_{buhargir}} \cdot w_{M_{buhargir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_{buhargir}} \cdot w_{h_{buhargir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_{buhar\ çık}} \cdot w_{h_{buhar\ çık}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_{kond}} \cdot w_{h_{kond}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.31)$$

İle gösterilebilir. Bu denklemin türevi alınıp değerler yerine konulduğu zaman;

$$Q_{kondensat} = 61,41 \text{ Watt için, } w_{Q_{kondensat}} = 0,1293 \text{ Watt olarak bulunur.}$$

Isı taşınım katsayısı hesaplanırken oluşan 2. belirsizlik duvar sıcaklıklarının ortalamasından kaynaklanmaktadır. Duvar sıcaklıklarının ortalaması;

$$T_w = \frac{T_{11} + T_{12} + T_{13} + T_{14} + T_{15} + T_{16} + T_{17} + T_{18} + T_{32}}{9} \quad (6.32)$$

İle belirlenir. Burada belirsizliklerin hesaplanabilmesi için;

$$w_{T_w} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{11}} \cdot w_{T_{11}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{12}} \cdot w_{T_{12}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{13}} \cdot w_{T_{13}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{14}} \cdot w_{T_{14}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{15}} \cdot w_{T_{15}} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{16}} \cdot w_{T_{16}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{17}} \cdot w_{T_{17}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{18}} \cdot w_{T_{18}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{32}} \cdot w_{T_{32}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.33)$$

Denklemleri kullanılır. Bu denklemleri;

$$w_{T_w} = \pm \left[\left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{11}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{12}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{13}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{14}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{15}} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{16}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{17}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{18}} \right)^2 + \left(\frac{1}{9} \cdot w_{T_{32}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.34)$$

Şeklinde de yazabiliriz. Bu denkleme göre bahsi geçen deneyde termokupllar vasıtasıyla ölçülen her bir sıcaklık değeri için oluşan belirsizlikler;

$$T_{11} = 26,565^0 C \text{ için } w_{T_{11}} = 0,1036^0 C$$

$$T_{12} = 27,068^0 C \text{ için } w_{T_{12}} = 0,1083^0 C$$

$$T_{13} = 26,910^0 C \text{ için } w_{T_{13}} = 0,1076^0 C$$

$$T_{14} = 27,374^0 C \text{ için } w_{T_{14}} = 0,1095^0 C$$

$$T_{15} = 27,3473^0 C \text{ için } w_{T_{15}} = 0,1094^0 C$$

$$T_{16} = 27,3977^0 C \text{ için } w_{T_{16}} = 0,1096^0 C$$

$$T_{17} = 26,8536^0 C \text{ için } w_{T_{17}} = 0,1114^0 C$$

$$T_{18} = 27,944^0 C \text{ için } w_{T_{18}} = 0,1118^0 C$$

$$T_{32} = 27,745^0 C \text{ için } w_{T_{32}} = 0,111^0 C$$

Şeklinde dir. Buna göre duvar sıcaklıkları ortalamasında oluşan belirsizliklerin hesaplanması için değerler yerine konulduğu zaman;

$$T_w = 27,36^0 C \text{ için, } w_{T_w} = 0,0365^0 C \text{ olur.}$$

T_s sıcaklığının belirsizliği yukarıda hesaplanmıştı. Buna göre sıcaklık farkları hesaplanırken oluşan belirsizlik;

$$\Delta T = T_s - T_w \quad (6.35)$$

İken;

$$w_{\Delta T} = \pm \left[\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_s} \cdot w_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_w} \cdot w_{T_w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.36)$$

Denklemini;

$$w_{\Delta T} = \pm \left[w_{T_s}^2 + w_{T_w}^2 \right]^{1/2} \quad (6.37)$$

Şeklinde de yazılabilir. Hesaplanan değerler yerine konulduğu zaman;

$$\Delta T = 1,06^0 C \text{ için } w_{\Delta T} = 0,14225^0 C \text{ olur.}$$

Bu değerlere göre ısı taşınım katsayısı hesaplanırken oluşan belirsizlik;

$$w_{\alpha} = \pm \left[\left(\frac{\partial \alpha}{\partial Q_{kondensat}} \cdot w_{Q_{kondensat}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \Delta T} \cdot w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.38)$$

Buda;

$$w_{\alpha} = \pm \left[\left(\frac{1}{\pi \cdot d \cdot L \cdot \Delta T} \cdot w_{Q_{kondensat}} \right)^2 + \left(\frac{-Q_{kondensat}}{\pi \cdot d \cdot L \cdot \Delta T^2} \cdot w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.39)$$

Denklemini ile gösterilebilir. Hesaplanan ve ölçülen değerler yerine konulduğu zaman;

$$\alpha = 5010,43 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ için, } w_{\alpha} = 674,8646078 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ olur.}$$

Oransal olarak ısı taşınım katsayısı belirsizliğinin ısı taşınım katsayısına oranı 13,47% dir.

Nusselt sayısı hesaplanırken oluşan 2. belirsizlik kinematik viskozitenin hesaplanmasında oluşmaktadır. Kinematik viskozite hesaplanırken;

$$v_l = \frac{\mu_l}{\rho_l} \quad (6.40)$$

Denklemini kullanılır. Burada μ_l dinamik viskozite olup, dinamik viskozitenin belirsizliği Reynolds sayısının belirsizliği hesaplanırken belirtilmiştir. ρ_l ise kondensat yoğunluğu olup, aynı şekilde belirtilmiştir. Buna göre;

$$w_{v_l} = \pm \left[\left(\frac{\partial v_l}{\partial \mu_l} \cdot w_{\mu_l} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_l}{\partial \rho_l} \cdot w_{\rho_l} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.41)$$

İle kinematik viskozitenin belirsizliği hesaplanabilir. Bu denklemi;

$$w_{v_l} = \pm \left[\frac{1}{\rho_l^2} \cdot w_{\mu_l}^2 + \frac{\mu_l^2}{\rho_l^4} \cdot w_{\rho_l}^2 \right]^{1/2} \quad (6.42)$$

Şeklinde gösterebiliriz. Hesaplanan ve ölçülen değerler yerlerine konulduğu zaman;

$$v_l = 0,000000156468 \text{ m}^2/\text{s} \text{ için, } w_{v_l} = 2,754 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s} \text{ olur.}$$

Nusselt sayısı hesaplanırken oluşan son belirsizlik ise ısı iletkenliğinin hesaplanmasında oluşmaktadır. Isıl iletkenlik hesaplanırken yoğuşma sıcaklığına göre Refprop programından bir değer atanmaktadır. Isıl iletkenlik ile yoğuşma sıcaklığı arasında;

$$\lambda_l = 0,00000009T_s^2 - 0,00043361T_s + 0,09191581 \quad (6.43)$$

Şeklinde bir bağıntı vardır. Yoğuşma sıcaklığının belirsizliği daha önceden hesaplanmış olduğu için ısı iletkenliğinin belirsizliği;

$$w_{\lambda_l} = \pm \left[\left(\frac{\partial \lambda_l}{\partial T_s} \cdot w_{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.44)$$

İle hesaplanabilir. Bu denklem ise;

$$w_{\lambda_l} = \pm \left[(1,8 \times 10^{-7} T_s - 4,3361 \times 10^{-4}) \cdot w_{T_s} \right]^{1/2} \quad (6.45)$$

Şeklinde de yazılabilir. Burada ölçülen ve hesaplanan değerler yerlerine konulduğu zaman;

$$\lambda_l = 0,00796684 \text{ W/mK} \text{ için, } w_{\lambda_l} = 5,8909 \times 10^{-5} \text{ W/mK} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Nusselt sayısı hesaplanırken oluşan hatalar bu şekilde iken, Nusselt sayısının belirsizliği ise;

$$w_{Nu} = \pm \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \alpha} \cdot w_{\alpha} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial v_l} \cdot w_{v_l} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \lambda_l} \cdot w_{\lambda_l} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.46)$$

Şeklinde gösterilebilir. Bu ise;

$$w_{Nu} = \pm \left[\left(\frac{v_l^{2/3}}{g^{1/3} \cdot \lambda_l} \cdot w_\alpha \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \alpha \cdot v_l^{-1/3}}{g^{1/3} \cdot \lambda_l} \cdot w_{vl} \right)^2 + \left(\frac{-\alpha \cdot v_l^{2/3}}{g^{1/3} \cdot \lambda_l^2} \cdot w_{\lambda l} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.47)$$

İle gösterilebilir. Bu denklemde ölçülen ve hesaplanan değerler yerlerine konulduğu zaman;

$Nu = 0,853$ için, $w_{Nu} = 0,114911574$ olur.

Oransal olarak Nusselt sayısının hesaplanmasında oluşan belirsizlikler 13.47% dir.

KAYNAKLAR

- Abdelmessih, A.N., Rabas, T.J. ve Panchal, C.B., (1997), "Reflux Condensation Of Pure Vapors With And Without A Noncondensable Gas Inside Plain And Enhanced Tubes", AIChE Symp. Series 314, Sayı: 93: 227-232.
- Alekseev, V.P., Poberezkin, A. E. ve Gerasimov, P.V., (1972) "Determination Of Flooding Rates In Regular Packings", Heat Transfer Sov. Res., Sayı:4: 159-163.
- Andreussi, P., (1980), "The Onset Of Droplet Entrainment In Annular Downward Flows", Can. J. Chem. Eng, Sayı: 58: 267-270.
- Bankoff, S.G. ve Lee, S.C., (1986), "A Critical Review Of The Flooding Literature" In Hewitt, G.F., Delhaye, J.M., Zebur, N. (Herausg.), Multiphase Science and Technology, Sayı: 2: 95-180, Hemisphere, New York
- Barnea, D., Ben Yoseph, N. ve Tiatel, Y., (1998), "Flooding In Inclined Pipes- Effect Of Entrance Section", Canadian J. of Chem. Eng., Sayı: 25, Nr. 1: 117-125
- Brauner, H., (1971), Grundlagen Der Einphasen-und Mehrphasenströmungen. Verlag Sauerlander, Aarau und Frankfurt a. M.
- Chen, S.L., Gerner, F.M. ve Tien, C.L., (1987), "General Film Condensation Correlations", Exp. Heat Transfer, Sayı: 1: 93-107
- Chen, M., (1987), "Heat Transfer Performance Of Two-phase Closed Thermosyphons With Different Lengths", Proc. 6th Int. Heat Pipe Conf., Sayı: II: 647-653.
- Chen, W., (1998), Fluten bei Gegenstromkondensation in geneigten Rohren. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg
- Çengel Y. A., (2003), *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., McGraw-Hill
- English, K.G., Jones, W.T., Spillers ve R.C., Orr, V., (1963), "Flooding In A Vertical Updraft Partial Condenser", Chem. Eng. Prog., Sayı: 59: 51-53.
- ESDU Data Item No. 89038, (1989), Reflux Condensation In Vertical Tubes. Heat Transfer Sub-Series, Sayı: 6
- Fiedler, S., (2003), Untersuchungen Zur Rücklaufkondensation In Einem Engen Geneigten Rohr, Berlin
- Fieg, G.P. ve Roetzel, W., (1994), "Calculation Of Laminar Film Condensation In/On Inclined Elliptical Tubes", Int. J. Heat Mass Transfer, Sayı: 37: 619-624.
- Fürst, J., (1989), Kondensation In Geneigten Ovalen Rohren, Fortschr.- ber. VDI, Reihe 19, Nr. 36, VDI-Verlag, Duesseldorf
- Grol, M. ve Rösler, S., (1997), "Operation Principles And Performance Of Micro Closed Two- phase Thermosyphons", J. Non- Equilib. Thermodyn., Sayı: 17: 91-151.
- Gross, U. ve Hahne, E., (1987), "Experimentelle Untersuchung Des Waermeübergangs Bei Der Rückstrom-Kondensation In Einem Geneigten Rohr", Chem.-Ing.-Tech., Sayı: 59: 168-169.
- Gross, U., (1992), "Reflux Condensation Heat Transfer Inside A Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, Sayı: 35: 279-294.

- Hadley, M., (1997), Kondensation binarer Dampfgemische unter dem Einfluß der vollturbulenten Gasströmung bei drücken bis 13 bar. Fortschr-Ber. VDI, Reihe 3:468, VDI-Verlag, Duesseldorf
- Hassan, K.-E. ve Jakob, M.,(1958), “Laminar Film Condensation Of Pure Saturated Vapors On Inclined Circular Cylinders”, J.of Heat Transfer, Sayı:80:887-894.
- Huanzhuo, C., Tongze, M. ve Groll, M., (1997) “Performance Limitation Of Micro Closed Two- Phase Thermosyphons”, Proc.10th Int. Heat Pipe Conf.
- Hussein, H. M. S., Mohamad, M. A. ve El-Asfour, A. S. ,(2001), “Theoretical Analysis Of Laminar- Film Condensation Heat Transfer Inside Inclined Wickless Heat Pipes Flat Plate Solar Collector”,Renewable Energy, Sayı:23:525-535.
- Jayanti, S., Tokarz, A. ve Hewitt, G.F.,(1996), “Theoretical Investigation Of The Diameter Effect On Flooding In Countercurrent Flow”, Int. J. Multiphase Flow, Sayı: 22:307-324.
- Kline S.J. ve McClintock F.A.,(1953) Describing Uncertainties In Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, 3-8.
- Kutateladze, S.S., (1963) Fundamentals Of Heat Transfer Academic Pres, New York
- Labuntsov, D.A., (1957), “Heat Transfer In Film Condensation Of Pure Steam On Vertical Surfaces And Horizontal Tubes”, Teploenergetika, Sayı: 4: 72- 80
- Lee, S.C Bankoff S.G.,(1983), “Stability Of Steam-Water Countercurrent Flow In An Inclined Channel”, Flooding. J. Of Heat Transfer, Sayı: 105:713-718.
- McQuillan, K. W. ve Whalley, P. B.,(1985), “A Comparison Between Flooding Correlations And Experimental Flooding Data For Gas-Liquid Flow In Vertical Circular Tubes”, Chem. Eng Science, Sayı: 40:1425-1440.
- Mouza, A. A., Paras, S. V. ve Karabelas, A. J., (2000), “Visual Observations Of Flooding In Inclined Small Diameter Tubes”, Proc. 3rd. European Thermal Sciences Conf., Sayı: 1:1041-1046, Heidelberg
- Nusselt, W., (1916), “Die Oberflächenkondensation Des Wasserdampfes”, VDI-Zeitschr. Sayı: 60 nr. 27:541- 546 ve 28:568-578.
- Russell, C.M.B.,(1980) “Condensation Of Steam In a Long Reflux Tube”, Heat Transfer And Fluid Flow Service: HTFS Research Symposium, Paper no. HTFS RS 352
- Schoenfeld, P.D., (1998), “Flooding During Reflux Condensation Of Steam In An Inclined Ellipcal Tube”, Proc. Int. Conf. Heat Exchangers For Sustainable Development, Lissabon, Portugal
- Semana, M.G. ve Kiselev, Y.F., (1978), “Study On Heat Transfer In The Condensation Part Of Two-phase Thermosiphons” , Teploobmen Energ. Ustanovkakh, S:68-74
- Souidi, N. ve Bontemps, A., (2001), “Countercurrent Gas-Liquid Flow In Plate-fin Heat Exchangers With Plain And Perforated Fins”, Int. J. Heat And Fluid Flow, Sayı: 22:450-459
- Stanov, N. M., (1968) “Effect Of The Angle Of A Closed Evaporative Thermosyphon On Heat Transfer”, Teploenergetika, Sayı: 15:74-76.
- Stephan, M., (1990), Untersuchunger Zur Gegenstrombegrenzung In Vertikalen Gas-Flüssingkeits-Strömungen Dissertation, Technische Universitat München, Fakultat für

Maschinenwesen

Thumm, S., (2000) Filmkondensation im senkrechten Rohr bei Gegenstrom von Dampf und Flüssigkeit. Dissertatin, Technische Universitat Bergakademie Freiberg, Fakultat für Maschinenbau, Verfahrens-und Energietechnik,.

Thumm, S., Philipp, Ch. ve Gross, U., (2001), “Film Condensation Of Water In A Vertical Tube With Countercurrent Vapour Flow”, Int .j. Heat Mass Transfer, Sayı: 44:4245-4256.

Uehara, H., Kusuda, H., Nakaoka, T. ve Yamada, M., (1983), “Filmwise Condensation For Turbulent Flow On A Vertical Plate”, Heat Transfer- Jab. Res.,Sayı: S:85-96.

VDI- Waermeatlas,(1994), 7. Auflage, VDI-Verlag, Duesseldorf

Vijiyan, M., ;Jayanti, S. ve Balakrishan, A. R., (2001), “Effect Of Tube Diameter On Flooding”, Int. J. Multiphase ;Flow, Sayı: 27:797-816.

Wallis, G.B., (1961), “Flooding Velocities For Air And Water In Vertical Tubes”, Reborn AEEW-R 123

Wang, B.-X. ve Du, X.-Z., (2000), “Study On Laminar Film-wise Condensation For Vapour Flow In An Inclined Small/mini-diameter Tube”, Int.J. Heat Mass Transfer, Sayı: 43:1859-1868.

Wang, J.C.Y. ve Ma, Y.,(1991), “Condensation.Heat Transfer Inside Vertical And Inclined Thermosyphons”, J. Heat Transfer, Sayı: 113: 777-780.

Watson, M.J. ve Hewitt, G.F., (1998), “Effect Of Diameter On The Flooding Initiation Mechanisim”, Proc. 3rd Int. Conf. On Multiphase ;Flow, Lyon

Wongwises, S., (1998), “Effect Of Inclination Angles And Upper End Conditions On The Countercurrent Flow Limitation Angles And Upper End Conditions On The Countercurrent Flow Limitation In Straight Circular Pipes”, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Sayı: 25:117-125

Zapke, A. ve Kröger, D.G., (2000), “Countercurrent Gas- Liquid Flow In Inclined And Vertical Ducts – I: Flow Patterns, Pressure Drop Characteristics And Flooding”, Int. J. Multiphase Flow, Sayı: 26:1439-1468.

Zapke, A. ve Kröger, D.G., (2000), “Countercurrent Gas- Liquid Flow In Inclined And Vertical Ducts- II: The Validity Of The Froude-Ohnesorge Number Correlation for Flooding”, Int. J. Multiphase Flow, Sayı: 26:1457-1468.

İnternet Kaynakları

www.fbe.yildiz.edu.tr

www.sciencedirect.com

www.elsevier.com

www.ohio.edu

www.webbook.nist.gov

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 14.01.1985

Doğum yeri Bornova/İzmir

Lise 2000-2003 Muğla 75. Yıl Fen Lisesi

Lisans 2003-2008 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2008-2009 GN Mühendislik Ltd Şti.