

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞEY BORULARDA YOĞUŞMANIN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Tuğçe BALCI

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Isı-Akışkan

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nurdil ESKİN

Haziran 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞEY BORULARDA YOĞUŞMANIN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Tuğçe BALCI
(503061118)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 9 Haziran 2010**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Nurdil ESKİN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Sebiha YILDIZ (YTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Erhan BÖKE (İTÜ)**

Haziran 2010

Müberra BALCI ve Prof. Dr. Mustafa BALCI'ya,

ÖNSÖZ

Tez yazım çalışmalarında ve araştırmalarında benden yardımını, engin bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen değerli hocam sayın Prof. Dr. Nurdil Eskin' e, yüksek lisansımı yaparken bilimsel alt yapımı geliştiren tüm hocalarıma, değerli tez danışmanı hocamla tanışmama vesile olan ve bana daima destek olan sayın hocam Prof. Dr. Doğan Güneş'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Bu çalışma sürem içerisinde bana karşı sabır, sevgi ve güvenlerini hiçbir zaman yitirmeyen her daim yanımda olan babama, anneme ve aileme, başta Gökhan Arslan olmak üzere tüm arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Haziran 2010

Tuğçe BALCI
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Özeti.....	2
1.3 Teorik Bölüm.....	3
1.3.1 Buhar -kayma kontrollü yoğuşma.....	5
1.3.1.1 İki fazlı akış çarpanı korelasyonları.....	6
1.3.1.2 Eşdeğer sıvı akış korelasyonları.....	8
1.3.1.3 Kayma gerilmesi odaklı korelasyonlar.....	11
1.3.1.4 Sınır tabaka analizi.....	13
1.3.2 Geliştirilmiş yüzeye sahip borularda yoğuşma.....	15
1.3.2.1 Mini kanatlı borular.....	16
1.3.2.2 Mikro kanatlı borular.....	18
1.3.3 İki fazlı sürtünmeli basınç düşümü.....	19
1.3.3.1 Pürüzsüz borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü.....	20
1.3.3.2 Mikro kanatlı borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü.....	24
2. DÜŞEY BORUDA FİLM YOĞUŞMASININ TEORİK ANALİZİ	27
2.1 Bir Boyutlu Yoğuşma Modeli.....	27
2.2 İki Boyutlu Yoğuşma Modeli.....	31
3. SAYISAL ÇÖZÜMLEME.....	35
3.1 Bir Boyutlu Yoğuşma Modelinin Sayısal Çözümlemesi.....	35
3.2 İki Boyutlu Yoğuşma Modelinin Sayısal Çözümlemesi.....	37
3.2.1 İki boyutlu yoğuşma modeli denklemlerin ayrıklaştırılması.....	39
4. MODELLERİN GEÇERLİLİĞİNİN İRDELENMESİ.....	45
4.1 Modellerin Geçerliliğinin İrdelenmesinde Kullanılan Deneysel Veriler.....	45
4.2 Tek ve İki Boyutlu Model Sonuçlarının Deneysel Verilerle Karşılaştırılması.....	46
4.3 Model sonuçlarının Korelasyonlar ile kıyaslanması.....	53
4.4 Tek ve İki Boyutlu Model Sonuçlarının karşılaştırılması.....	60
5. DEĞERLENDİRME.....	65
KAYNAKLAR.....	67

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1: Cavallini (1997a) korelasyonunda kullanılan parametreler	18
Çizelge 2.2: Laminar ve Türbülanslı akışlar için sürtünme faktörü katsayıları	21
Çizelge 2.3: Chisholm (1968) iki fazlı akış çarpanı katsayıları	22
Çizelge 4.1: Test borularına ait özellikler	46
Çizelge 4.2: Literatürden alınan deney verilerine ait deneysel parametreler	46

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1: Bir boyutlu yoğuşma modeli için kontrol hacmi	27
Şekil 2.2: Kontrol hacmine etki eden kuvvetler.....	28
Şekil 2.3: İki boyutlu model için oluşturulan kontrol hacmi.	31
Şekil 3.1: Bir boyutlu yoğuşma modeli algoritması.....	36
Şekil 3.2: Sıvı filmi ve buhar tarafı sayısal çözümleme noktaları.	37
Şekil 3.3: Sayısal alan içinde çözümleme noktaları.....	37
Şekil 3.4: İki boyutlu yoğuşma modeli program algoritması.	43
Şekil 4.1: Model sonuçlarının 13 no'lu deney ile kıyaslanması.	47
Şekil 4.2: Model sonuçlarının 14 no'lu deney ile kıyaslanması.	47
Şekil 4.3: Model sonuçlarının 15 no'lu deney ile kıyaslanması.	47
Şekil 4.4: Model sonuçlarının 10 no'lu deney ile kıyaslanması.	48
Şekil 4.5: Model sonuçlarının 11 no'lu deney ile kıyaslanması.	48
Şekil 4.6: Model sonuçlarının 12 no'lu deney ile kıyaslanması.	48
Şekil 4.7: Model sonuçlarının 1 no'lu deney yüksek kütleli akılardaki değişimi ile kıyaslanması.	49
Şekil 4.8: Model sonuçlarının 2 no'lu deney ile kıyaslanması.	49
Şekil 4.9: Model sonuçlarının 3 no'lu deney ile kıyaslanması.	50
Şekil 4.10: Model sonuçlarının 4 no'lu deney ile kıyaslanması.	50
Şekil 4.11: Model sonuçlarının 5 no'lu deney ile kıyaslanması.	51
Şekil 4.12: Model sonuçlarının 6 no'lu deney ile kıyaslanması.	51
Şekil 4.13: Model sonuçlarının 7 no'lu deney ile kıyaslanması.	51
Şekil 4.14: Model sonuçlarının 8 no'lu deney ile kıyaslanması.	52
Şekil 4.15: Model sonuçlarının 9 no'lu deney ile kıyaslanması.	52
Şekil 4.16: R22 korelasyon sonuçları ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	53
Şekil 4.17: R22 korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	54
Şekil 4.18: R22 korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	54
Şekil 4.19: R134a korelasyon sonuçları ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	55
Şekil 4.20: R134a korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	55
Şekil 4.21: R134a korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	55
Şekil 4.22: R407C korelasyon sonuçları ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	56
Şekil 4.23: R407C korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	56
Şekil 4.24: R407C korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	57
Şekil 4.25: R134a korelasyon sonuçları ($G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	57
Şekil 4.26: R134a korelasyon sonuçları ($G=81 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	58
Şekil 4.27: R134a korelasyon sonuçları ($G=107 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	58
Şekil 4.28: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=74.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	59
Şekil 4.29: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	59
Şekil 4.30: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=21 \text{ kg/m}^2\text{s}$).	59
Şekil 4.31: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R22, 1-D).....	60
Şekil 4.32: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R22, 2-D).....	60

Şekil 4.33: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 1-D)	61
Şekil 4.34: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 2-D)	61
Şekil 4.35: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R407C, 1-D).....	61
Şekil 4.36: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R407C, 2-D).....	62
Şekil 4.37: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 26 °C, 1-D).....	62
Şekil 4.38: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 26 °C, 2-D).....	63
Şekil 4.39: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (Su buharı, 1-D).....	63
Şekil 4.40: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (Su buharı, 2-D).....	63

SEMBOL LİSTESİ

A	: Boru kesit alanı (m^2)
Bo	: Bond sayısı (-)
c_p	: Özgül ısı (J/kgK)
D	: boru çapı (m)
D_t	: Kanat uç çapı (mm)
e	: Kanat boyu (mm)
f	: Sürtünme faktörü
F	: Kuvvet (N)
Fr	: Froude sayısı (-)
F_{tp}	: İki fazlı akış çarpanı (Boyko-Kruzhilin) (-)
g	: Yerçekimi ivmesi ($9.81 m/s^2$)
G	: Kütlesel akı (kg/m^2s)
Ga	: Galile sayısı (-)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Boru boyu (m)
M	: Moleküler ağırlık ($kg/kmol$)
$\dot{m}$	: Debi (kg/s)
$\dot{m}''_{arayüzey}$	: Arayüzeyden yoğuşan kütlesel akı (kg/m^2s)
N	: Kanat sayısı (adet)
Nu	: Nusselt sayısı (-)
Ja	: Jakob Sayısı (-)
P	: Basınç (Pa)
P_{ind}	: İndirgenmiş Basınç (P/P_{kr}) (-)
P_{kr}	: Kritik Basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı (-)
R	: Boru yarı çapı (m)
Re	: Reynolds sayısı (-)
q''	: Isı akısı (W/m^2)
t	: Kanat kalınlığı
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
u	: z yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	: y yönündeki hız bileşeni (m/s)
x	: Kuruluk derecesi (-)
X_{tt}	: Martinelli parametresi (-)
We	: Weber sayısı (-)

Yunan Harfleri

ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
μ	: Kinematik viskozite ($Pa s$)
i	: Özgül entalpi (J/kg)
θ	: Boru içi sıvı filmi açısı ($^{\circ}$)

α	: Boşluk oranı (-)
Φ	: İki fazlı akış çarpanı (-)
τ	: Kayma gerilmesi (N/m ²)
Γ	: Birim çevre için yerel yoğuşma oranı
ν	: Dinamik viskozite (m ² /s)
δ	: Sıvı filmi kalınlığı (m)
ε_m	: Eddy viskozitesi (momentum)
ε_h	: Eddy viskozitesi (enerji)
α	: Isı yayılım katsayısı (m ² /s)
κ	: Helis açısı
σ	: Yüzey gerilimi (N/m)

Alt indisler

b	: buhar
bo	: iki fazlı toplam debide buhar olma hali
d	: duvar
doy	: doyma
eş	: eşdeğer
f	: sürtünme
g	: yerçekimi
gir	: giriş
i	: iç
ind	: indirgenmiş
kr	: kritik
m	: momentum
s	: sıvı
sb	: sıvı-buhar
so	: iki fazlı toplam debide sıvı olma hali
tp	: iki fazlı

DÜŞEY BORULARDA YOĞUŞMANIN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

ÖZET

Yoğuşma konusu HVAC ve otomotiv başta olmak üzere birçok sektörde geçerliliği olan ve sıkça araştırılan önemli bir konudur. Boru içi yoğuşma olayına özellikle ısıtma-soğutma sistemlerinde rastlamak mümkündür. Sistem tasarımında yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün mümkün olduğunca doğru hesaplanması sistem maliyeti ve verimliliği açısından önemlidir. Bu tez kapsamında da düşey borularda iki fazlı akış durumundaki yoğuşma konusu incelenmiştir. Yoğuşma gerek ısıl gerekse hidrodinamik açıdan karmaşık bir yapıya sahiptir. Özellikle de sıvı-buhar arayüzeyinin tam olarak modellenememesi bu konudaki teorik çalışmaları kısıtlamaktadır. Düşey boruda yaygın olarak görülen akış türü özellikle halkasal akış olduğundan bu çalışma da halkasal akış esas alınmıştır. Yapılan çalışmada ilki bir boyutlu olup, bilinen buhar kalitesi değerinde sadece sıvı tarafı incelenerek yoğuşma esnasında oluşan sıvı filmi kalınlığını, ısı taşınım katsayısını ve basınç düşümünü hesaplayan, ikincisi ise daha kapsamlı ve iki boyutlu olup hem sıvı hem de buhar tarafı için korunum denklemlerini içemektedir. Ayrıca arayüzey için denklemlerde çıkarılmıştır. Bu çalışma kapsamında geniş bir literatür araştırılması yapıp her iki modelden elde edilen sonuçlar literatürde yer alan deney verileri ile mukayese edilmiştir. Bu sayede oluşturulan modellerin geçerliliği incelenmiştir. Bu incelemenin yanında bazı önemli korelasyonların geçerliliğinde araştırılmıştır.

ANALYSIS AND MODELLING OF CONDENSATION IN VERTICAL TUBES

SUMMARY

Condensation is an important and widely occurred phenomena especially for HVAC system and automotive industry. In tube condensation is seen in heating and cooling systems. Accurate calculation of heat transfer and pressure drop for those systems are very important for the energy efficiency and system cost. In the scope of this thesis condensation inside vertical tube is analysed. Condensation is a complex phenomena for heat transfer and pressure drop. Especially, difficulties in interface modelling between vapor and liquid phases restricted the theoretical studies. In vertical tube condensation most widely occurred flow pattern is annular flow. For that reason in that study, annular filmwise condensation is analysed. Two different condensation model is given in that study. First one is an one dimensional condensation model which analyses only liquid side to find the film thickness, heat transfer coefficient and pressure drop under known vapor quality values. Second one is two dimensional condensation model and more complicated than the other. This model includes the governing equations for both liquid and vapor phases. Adding to that required equations are given for liquid-vapor interface. A wide literature survey is done for that study and obtained experimental data are compared for each condensation model. Finally, important correlations are included and the comparison with experimental results are given.

1. GİRİŞ

Bir buharın sıcaklığı, doyma sıcaklığının altına indirilirse, yoğuşma gerçekleşir. Yoğuşma durumunda, buhar gizli ısınıı bırakır, bu ısı yüzeye geçer ve sıvı oluşur. Çok rastlanan yoğuşma türleri, buharın bir gaz fazı içinde asılı damlacıklar halinde faz değıştirerek yoğuşması ve buharın soğuk sıvı ile temas ederek faz değıştirmesi sonucu yoğuşmasıdır.

Boru içi yoğuşma olayına özellikle ısıtma-soğutma sistemlerinde sıkça rastlanılmaktadır. Sistem tasarımında yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün mümkün olduğunca doğru hesaplanması sistem maliyeti ve verimliliği açısından önemlidir. Yoğuşma gerek ısı, gerekse hidrodinamik açıdan karmaşık bir yapıya sahiptir. Özellikle de sıvı-buhar ara yüzeyinin tam olarak modellenememesi bu konudaki teorik çalışmaları kısıtlamaktadır. Bu konu üzerinde yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak deneysel çalışmalardır. Yoğuşturucularda başta su buharı olmak üzere birçok soğutucu akışkan kullanılmaktadır. Teorik çalışmalar yetersiz kaldığından değışik tür soğutucu akışkanları ile birçok deney yapılmıştır. Bu sayede akışkan türüne göre gerçekleşen ısı geçişi ve basınç düşümü incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ile korelasyonlar oluşturulmuştur. Oluşturulan bu korelasyonlar akışkan türü, boru çapı ve türü, kütle akı değeri gibi birçok parametreye bağılı olup farklı şartlarda değışen hata paylarıyla ısı taşınım katsayısını ve basınç düşümünü hesaplamaktadır. Günümüzde bu konu üzerinde deneysel çalışmalar devam etmekte ve elde edilen veriler ile korelasyonların geçerliliği araştırılmaktadır. Ayrıca bu korelasyonlar üzerinde düzeltmelerde yapılmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Boru içi yoğuşma esnasında sıvı ve buhar fazların birbirlerine bağılı konumlarına göre değışik akış türlerine rastlanmaktadır. Bunların başlıcaları tıkaç, kabarcıklı, katmanlı, halkasal ve sisli akışlardır. Düşey boruda yaygın olarak görülen akış türü özellikle halkasal akıştır. Bu nedenle bu çalışma da halkasal akış incelenecektir. Bu

tür yoğuşma da ısı taşınım katsayısına ve basınç düşümüne etki eden iki büyük kuvvet vardır. Bunlar, yerçekimi kuvveti ve buhar kayma gerilmesidir. Oluşturulan iki farklı modelde bu etkiler de göz önüne alınmıştır. Bu modellerden ilki bir boyutlu olup, bilinen buhar kalitesi giriş değerinde sadece sıvı tarafı incelenerek yoğuşma esnasında oluşan sıvı filmi kalınlığını, ısı taşınım katsayısını ve basınç düşümünü hesaplamaktadır. İkinci model daha kapsamlı oluşturulmuştur. İki boyutlu olup hem sıvı hem de buhar tarafı için korunum denklemlerini içermektedir. Ayrıca ara yüzey için denklemler çıkarılmış ve sonlu farklar yöntemi kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Her iki modelden elde edilen sonuçlar literatürde yer alan deney verileri ile mukayese edilmiştir. Bu sayede oluşturulan modellerin geçerliliği incelenmiştir. Ayrıca bazı önemli korelasyonların geçerliliği de araştırılmıştır.

1.2 Literatür Özeti

Yoğuşma konusundaki analitik çalışmalar Nusselt (1916) önderliğinde yerçekimi etkisi altındaki düşey plaka ile başlamıştır. Sonraki araştırmacılar buhar hareketi ve sıvının aşırı soğumasını da hesaplayarak Nusselt yoğuşma modelini sıvının aşırı soğuması ve buhar hareketini göz önüne alarak geliştirmişlerdir. Sparrow ve Greg (1959) bu problemde sınır tabaka analizi yapmışlardır. Nusselt'in dış yoğuşma analizi, radyal yöndeki yerçekimi ivmesinin tanjant bileşeni dikkate alınarak yatay boru içi akış içinde düzenlenebilir. Dhiri ve Lienhard (1971) Nusselt önermesini tekrar düzenleyerek boru içi akış için uyarlamışlardır. Başka bir korelasyon tipi ise, film ve katmanlı havuz bölgelerini birbirinden bağımsız göz önüne alan ve her iki bölgenin ısı taşınım katsayılarını toplam ısı geçişinde kullanan modeldir. Rossen ve Meyer (1965) bu yaklaşıma öncülük etmiştir. En son yaklaşım ise Dobson (1994) tarafından yapılmıştır. Dobson (1994) Rossen ve Meyers korelasyonuna benzeyen ve toplam ortalama Nusselt sayısını elde eden korelasyonu geliştirmiştir. Boyko (1967), Shah (1979), ve Dobson (1994) kayma gerilmesinin yerçekimine oranla daha baskın olduğu durumlar için korelasyonlar geliştirmişlerdir. Bu korelasyonlarda iki fazlı akış çarpanı kullanılmıştır. Akers ve diğerleri (1959) halkasal akışın buhar çekirdeği, aynı akışkanın sıvı-buhar arayüzeyi kayma gerilmesini üretebileceği tek fazlı hali ile yer değiştirilebildiğini kabul etmişlerdir. Buna bağlı olarak eşdeğer sıvı akış korelasyonu geliştirmişlerdir. Cavallini ve Zechinn (1971) yapmış oldukları çalışma da Akers ve diğerleri (1959) tarafından geliştirilen eşdeğer Reynolds sayısını

soğutucu akışkanlar R-11, R-12, R-21, R-113 ve R-114 için kullanmışlardır ve buna bağlı olarak bir korelasyon geliştirmişlerdir. Carpenter ve Colburn (1951) kayma gerilmesi odaklı korelasyon geliştirmişlerdir. Azer ve diğerleri (1972) Traviss ve diğerleri (1973) ve Chitti ve diğerleri (1995) sınır tabaka analizini gözönüne alan korelasyon geliştirmiştir.

1.3 Teorik Bölüm

Yoğuşma konusundaki analitik çalışmalar Nusselt (1916) önderliğinde yerçekimi etkisi altındaki dikey plaka ile başlamıştır. Aynı anda aşağıdaki kabuller yapılarak süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini çözülmüştür.

1. Sıvının sabit termofiziksel özelliklere sahip ve laminar akışta olduğu kabul edilmiştir.
2. Ara yüzeyde dalgalanma ve ara yüzeydeki kayma gerilmesi ihmal edilmiştir.
3. Momentum denklemindeki atalet kuvvetleri ihmal edilmiştir.
4. Enerji denklemindeki sıvının aşırı soğuması ihmal edilmiştir.
5. Duvar sıcaklığı sabit alınmıştır.

Bu kabullerle Nusselt Ortalama ısı taşınım katsayısını şu şekilde vermiştir;

$$Nu = 0.943 \left[\frac{Ga_s Pr_s}{Ja_s} \right]^{1/4} \quad (1.1)$$

$$Ga_s = \frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g L^3}{\mu_s^2} \quad (1.2)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s c_{p,s}}{k_s} \quad (1.3)$$

$$Ja_s = \frac{c_{p,s} (T_{doy} - T_d)}{i_{sb}} \quad (1.4)$$

Sonraki araştırmacılar Nusselt yoğuşma modelini buhar hareketi ve sıvının aşırı soğumasını da göz önüne alarak geliştirmişlerdir. Sparrow ve Greg (1959) bu problemde sınır tabaka analizi yapmışlardır ve Sadavisan (1987) bu çalışmaya bağlı olarak Nusselt modelinde aşağıda verilen düzeltilmiş Jakob sayısını kullanmıştır.

$$Ja' = Ja \left[1 + \left(0.683 - \frac{0.228}{Pr_s} \right) Ja \right]^{-1} \quad (1.5)$$

Nusselt 'in dış yoğuşma analizi, radyal yöndeki yerçekimi ivmesinin tanjant bileşeni dikkate alınarak yatay boru içi akış içinde düzenlenebilir. Dhir ve Lienhard (1971) aşağıdaki geliştirilmiş Nusselt önermesini yaparak boru içi akış için uyarlamışlardır;

$$\bar{Nu} = 0.729 \left[\frac{Ga_D Pr_s}{Ja_s} \right]^{1/4} \quad (1.6)$$

Bu denklemde yoğuşmanın katmanlaşması ve buhar yüzey gerilmesi dikkate alınmamıştır. Birçok araştırmacı F_{pool} düzeltme faktörünü, düz yoğuşmanın yola açtığı ısı geçişindeki düşüş için kullanmaktadır. Bunun üzerine yukarıda belirtilmiş düzeltilmiş Nusselt sayısı F_{pool} ile çarpılmıştır. Chato (1962) bu konuda ilk araştırmayı yapıp $F_{pool}=0.77$ eşitliğini bulmuştur. Palen ve diğerleri (1993) ise $F_{pool} = 0.84$ önermişlerdir. Rossen ve Meyer (1965) ise yukarıdaki Nusselt sayısına buhar kaymasını açıklık getiren $F_{shear} = 0.426 Re_v^{0.12}$ düzeltme faktörünü uygulamışlardır. Yukarıda belirtilen asıl Nusselt sayısı bu faktörle çarpılmıştır.

Yerçekiminin baskın olduğu ısı taşınım katsayısı için başka bir korelasyon tipi ise, film ve katmanlı havuz bölgelerini birbirinden bağımsız olarak göz önüne alan ve her iki bölgenin ısı taşınım katsayılarını toplam ısı geçişinde kullanan modeldir. Rossen ve Meyer (1965) bu yaklaşıma öncülük etmiştir. En son yaklaşım ise Dobson (1994) tarafından yapılmıştır. Dobson aşağıda belirtilen Rosson ve Meyers korelasyonuna benzeyen ve toplam ortalama Nusselt sayısını elde eden korelasyonu kullanmıştır;

$$\bar{Nu} = Nu_{ist} + (1 - \theta_s / \pi) Nu_{alt} \quad (1.7)$$

Nu_{top} film tabakasının olduğu borunun üst tarafı, Nu_{bot} ise havuz yoğuşmasının olduğu borunun alt kısmında kullanılır ve θ_s boru içindeki sıvının açısını belirtir. Jaster (1976) boru içindeki sıvı açısı için aşağıdaki belirtilen denklemi önermiştir.

$$1 - \frac{\theta_s}{\pi} = \frac{\cos^{-1}(2\alpha - 1)}{\pi} \quad (1.8)$$

Bu denklemde α boşluk oranını belirtmektedir ve Zivi (1964) tarafından geliştirilen korelasyon kullanılmıştır.

Dobson(1994) değişik çaplarda (3.14 - 7.04 mm) borularda yoğunlaşma çalışmıştır ve aşağıdaki korelasyonu Nu_{bot} için önermiştir;

$$Nu_{alt} = 0.0195 Re_s^{0.8} Pr_s^{0.4} \phi_s(X_{tt}) \quad (1.9)$$

$$\phi_s(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}} \quad (1.10)$$

$$c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_s - 1.564 Fr_s^2, \quad \{0 < Fr_s < 0.7\} \quad (1.11)$$

$$c_2 = 1.173 - 0.169 Fr_s$$

$$c_1 = 7.242, \quad \{Fr_s > 0.7\} \quad (1.12)$$

$$c_2 = 1.655$$

Dobson(1994) Nusselt modelini sıvı yüksekliği ve buhar kayma etkilerini açıklamak için düzenleyerek aşağıdaki Nu_{top} eşitliğini ortaya koymuştur;

$$Nu_{üst} = \frac{0.23 Re_b^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{Ga_D Pr_s}{Ja_s} \right]^{1/4} \quad (1.13)$$

1.3.1 Buhar -kayma kontrollü yoğunlaşma

İki fazlı akışta buhar hızı sıvı hızına göre belli bir büyüklüğe ulaştığında, kayma gerilmesi yerçekimine oranla daha baskın olmaktadır. Sonuç olarak, halkasal sıvı filmi ortasında yüksek hızlı buhar çekirdeği oluşmaktadır. Bu tür yoğunlaşma için Dobson (1994) üç farklı korelasyon kategorisi tanımlamıştır. Bunlar; iki fazlı akış çarpanı korelasyonları, kayma gerilmesi esaslı korelasyonlar, ve sınır tabaka analizleridir. Diğer bir tip korelasyon ise Akers (1959) tarafından bulunan; farklı bir teorik alt yapıdaki iki fazlı akış çarpanı korelasyonu olan ‘eşdeğer sıvı akışkan korelasyonu’dur. Böylece, bu çalışmanın amaçları doğrultusunda bütün yaklaşımlar 4 ayrı katogoriye ayrılmıştır: (a) İki fazlı akış çarpanı yaklaşımları, (b) eşdeğer sıvı yaklaşımları, (c) kayma gerilmesi esaslı yaklaşımlar ve (d) sınır tabaka yaklaşımları.

1.3.1.1 İki fazlı akış çarpanı korelasyonları

Halkasal akıştaki yoğunlaşmada ısı taşınım katsayısı tahmininde muhtemelen en kolay yöntemdir. Tipik iki fazlı akış korelasyonları; Boyko(1967), Shah(1979), ve Dobson(1994) şeklinde sıralanabilir. Bu korelasyonlarda halkasal film etrafında ısı geçişi esas alınmıştır. Film boyunca oluşan ısı geçişi, aynı sıvı filmi kalınlığı boyunca oluşan tek fazlı akış ile benzerdir. İki fazlı akış çarpanı kullanılarak iki fazlı akış ile tek fazlı akış oranlanır. Tek fazlı akış ısı taşınım katsayıları genellikle aşağıda gösterilen Dittus-Boelter eşitliğiyle tahmin edilir:

$$Nu = C_s Re_s^r Pr_s^m F_{tp} \quad (1.14)$$

C_l, m ve r sabittir. F_{tp} ise iki fazlı akış çarpanıdır. İki fazlı akış çarpanı korelasyonu için ilk örnek Boyko ve Kruzhilin(1967) tarafından geliştirilmiştir.

$$C_l = 0.021 \quad (1.15)$$

$$r = 0.8 \quad (1.16)$$

$$m = 0.43 \quad (1.17)$$

$$F_{tp} = \sqrt{1 + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} - 1 \right)} \quad (1.18)$$

En çok alıntı yapılan ve kullanılan iki fazlı akış çarpanı korelasyonu Shah(1979) korelasyonudur. Shah'ın yaptığı deneylerin ve gözlemlerin sonucu oluşan Shah korelasyonunda, film yoğunlaşması boyunca olan ısı taşınım mekanizması, kabarcıklı çekirdeklenme oluşmaksızın buharlaşmanın iletimine çok benzerdir. Shah da bu çalışma neticesinde aşağıdaki sonuçları elde etmiştir.

$$C_l = 0.023 \quad (1.19)$$

$$r = 0.8 \quad (1.20)$$

$$m = 0.4 \quad (1.21)$$

$$F_{tp} = 1 + \frac{3.8}{P_{ind}^{0.38}} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.76} \quad (1.22)$$

F_{tp} iki fazlı akış çarpanı hem buhar kalitesi 'x' hem de indirgenmiş basıncın $P_{red}=P/P_c$ bir fonksiyonudur. Shah iki fazlı akış çarpanını aşağıdaki şekilde kullanmıştır.

$$F_{tp} = \frac{1.8}{Co^{0.8}} \quad (1.23)$$

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \quad (1.24)$$

Shah yaptığı deneylerde bulduğu sonuçlarla yukarıdaki korelasyonları ilişkilendirememiştir. Deneysel verilerle kıyaslandığında % 50 oranında bir sapma mevcuttur. Bu nedenle, yukarıdaki denklem de yoğunluk oranının yerine indirgenmiş basınç kullanılmıştır ve daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Daha sonra bu korelasyon Z faktörü ile aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} P_{ind}^{0.4} \quad (1.23)$$

Çok sayıda deney sonucu irdelendiğinde, aşağıdaki eşitlik genellikle en uygun sonucu vermektedir.

$$F_{tp} = 1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \quad (1.24)$$

Chen (1987) çekirdeksiz sıvı kaynaması için geliştirdiği korelasyon için iki fazlı akış çarpanını Lockhard-Martinelli parametresinin bir fonksiyonu olarak tanımlamıştır. Eğer hem sıvı, hem buhar faz türbülansla ise; Lockhard-Martinelli parametresi şöyle tanımlanabilir:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.1} \quad (1.25)$$

Sonuç olarak Chen (1966) iki fazlı akış çarpanını aşağıdaki gibi tanımlamıştır.

$$F_{tp} = 1 + 1.8 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.79} \quad (1.26)$$

Wadekar (1990) birçok deneysel çalışmanın sonucunda bu iki fazlı akış çarpanının yetersiz olduğunu göstermiştir. Daha sonra Martinelli parametresini yer alan $(\rho_s/\rho_b)^{0.5} (\mu_s/\mu_b)^{0.1}$ değerini indirgenmiş basıncı ile değiştirerek düzenlemiştir.

Bu yer değiştirmenin dışında birde Y faktörü ile deneysel verilere en iyi uyan metodu bulmuştur.

$$Y = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{3/4} P_{ind}^{-3/8} M^{1/8} \quad (1.27)$$

Burada ‘M’ akışkanın moleküler ağırlığıdır. Sonuç olarak Wadekar (1990) iki fazlı akış çarpanını aşağıdaki gibi tanımlamıştır.

$$F_{tp} = 3.2Y + 1 \quad (1.28)$$

Sonuç olarak Shah korelasyonu ve Wadekar analizi göz önüne alındığında;

1. Martinelli parametresinin ‘ X_{tt} ’ iki fazlı akışlarda basınç dışümü için sık kullanılması, F_{tp} iki fazlı akış çarpanının iki fazlı basınç dışümü ile ilişkili olduğunun göstermektedir.

2.Wadekar metodunu ve Y parametresini kullanarak Shah korelasyonunu düzenlenebilmektedir.

Shah (1979) geliştirmiş olduğu korelasyonun akış rejiminden bağımsız genel bir korelasyon olduğunu belirtmiştir. Fakat, Dobson (1994) bu korelasyonun yaklaşık olarak halkasal akış rejimine uygun olduğunu göstermiştir. Dobson (1994) $d=3.14\text{mm}$ ve $d=7.04\text{mm}$ de R-134a ve R-22 ile çalışmaları sonucunda yeni bir korelasyon elde etmiştir.

$$C_l = 0.023 \quad (1.29)$$

$$r = 0.8 \quad (1.30)$$

$$m = 0.4 \quad (1.31)$$

$$F_{tp} = 1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.889}} \quad (1.32)$$

Dobson bu korelasyonu bulurken Martinelli parametresini kullanmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi, Y parametresini kullanmak daha iyi sonuçlar verebilmektedir.

1.3.1.2 Eşdeğer sıvı akış korelasyonları

Bu tür korelasyonlarda, iki fazlı akış bir eşdeğer sıvı akışı ile yer değiştirdiğinde eşdeğer bir Reynolds sayısı elde edilmektedir. Bu Reynolds sayısında hesaplanan tek

fazlı akış Nusselt sayısı yoğunlaşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini ifade edebilmektedir. Bu metod ilk olarak Akers ve diğerleri (1959) tarafından geliştirilmiştir.

Halkasal akışın buhar çekirdeği, aynı akışkanın sıvı-buhar arayüzü çekme gerilmesini üretebileceği tek fazlı hali ile yer değiştirilebildiğini kabul etmişlerdir. Bu sayede eşdeğer sıvı kütle hızı, yoğunlaşan sıvı film kütle hızı (G_s) ile halkasal akışın iç kısmında yer alan buhar çekirdeğine eşdeğer büyüklükte kayma gerilmesi oluşturacak sıvı kütle hızının (G_s') toplamı olarak ifade edilmiştir.

$$G_{eş} = G_s + G_s' \quad (1.33)$$

Eşdeğer sıvı tarafından oluşan kayma gerilmesi, halkasal akış içindeki buhar çekirdeği tarafından oluşan kayma gerilmesine eşit olduğu için bu kayma gerilmesi;

$$\tau_s = \frac{f_b G_b^2}{2\rho_b} = \frac{f_s G_s'^2}{2\rho_s} \quad (1.34)$$

Bu denklemde gösterilen f_v ve f_b sıvı ve buhar için tanımlanan sürtünme faktörleridir. Bu denklem sadeleştirildiğinde eşdeğer sıvı kütle hızı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$G_s' = G_b \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} \left(\frac{f_b}{f_s} \right)^{0.5} \quad (1.35)$$

Akers ve diğerleri (1959) türbülanslı akış için (f_b / f_s) değerinin bir olabileceğini kabul etmişlerdir. Sonuç olarak eşdeğer kütle hız aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$G_{eş} = G_s + G_b \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} \quad (1.36)$$

Sonuç olarak eşdeğer Reynolds sayısı ;

$$Re_{eş} = \frac{G_{eş} D}{\mu_s} \quad (1.37)$$

Akers ve diğerleri (1959) eşdeğer Reynolds sayısının 50000 den büyük olması için yoğunlaşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini aşağıdaki gibi tariflemişlerdir.

$$Nu = 0.0265 Re_{eş}^{0.8} Pr^{1/3} \quad (1.38)$$

Eşdeğer Reynolds sayısının 50000 den küçük olması halinde;

$$Nu = 5.03 Re_{eş}^{1/3} Pr^{1/3} \quad (1.39)$$

Moser (1997) bu modelinin başarısızlığının iki hatadan kaynaklanabileceğini belirtti. İlk olarak , iki fazlı akış ve tek fazlı akış için ısı geçişine sebep olan sıcaklık farkı her iki durum için aynı değildir. Tek fazlı akışta , bu sıcaklık farkı sıvı kütlesiyle katman sıcaklığı arasındadır. İki fazlı akışta, yoğuşan sıvı katmanının sıcaklığı ısı geçişini kontrol eder. Böylelikle, bir eşdeğer Reynolds sayısını tek fazlı ısı geçiş denkleminde yerine koyma yoğuşma ısı geçişini tahmin etmede yeterli değildir. Tek fazlı Nusselt sayısı sıcaklık oranıyla çarpılmalıdır. Sıcaklık oranı $(T_{sıvı\ filmi} - T_d)/(T_{bulk} - T_d)$ şeklinde tanımlanmıştır.

İkinci hata ise, (f_b / f_s) değerinin bir kabul edilmiş olmasıdır. Bu, ancak buhar tarafı sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsız ve sıvı buhar arayüzü pürüzlü olduğunda mümkündür. Fakat buhar tarafı için eşdeğer sıvı akışı kullanıldığında bu kabul doğru olmamaktadır. Halkasal akışta yer alan buhar eşdeğer sıvıyla yer değiştirdiğinde, boru içindeki akış tamamıyla tek fazlıdır. Buhar ve sürtünme faktörleri göz önüne alındığında Akers ve diğerleri (1959) tarafından tanımlanan eşdeğer kütle hız gerekenden küçük çıkmaktadır. Bu da yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini gerçek değerlerin altında hesaplamasına sebep olmaktadır.

Cavallini ve Zechinn (1971) yapmışları oldukları çalışma da Akers ve diğerleri (1959) tarafından geliştirilen eşdeğer Reynolds sayısını soğutucu akışkanlar R-11, R-12, R-21, R-113 ve R-114 için kullandılar ve buna bağlı olarak bir korelasyon geliştirdiler.

$$Nu = 0.05 Re_{eş}^{0.8} Pr^{1/3} \quad (1.40)$$

Bu korelasyon deney verilerini $\pm\% 15$ hata ile hesaplamaktadır. Moser ve diğerleri (1998) bir eşdeğer Reynolds sayısı tanımlamıştır. Geliştirilen bu korelasyonda yoğuşan iki fazlı akış, aynı şartlar altında tamamen sıvı halde tek fazlı akış gibi kabul edilmiştir. Her iki akış için cidar kayma gerilmeleri eşit olacak şekilde dönüşüm yapılmıştır. Eşdeğer Reynolds sayısını hesaplamak için iki fazlı akış basınç gradyanı (dP/dz) korelasyonu kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Yapmış oldukları korelasyonda Friedel basınç düşüşü korelasyonunu kullanmışlardır. Tek fazlı akış ısı taşınım katsayısı ise Petukhov korelasyonu ile hesaplanmıştır. Analizlerinde, tek fazlı akış ve yoğuşan akış için değişen sıcaklık farklılıklarını belirleyen bir düzeltme faktörü elde etmişlerdir. Bu modelle soğutucu akışkanlar R-11, R-12, R-22, R125,

R134a ve R410a için 1197 deney veri noktası kullanılarak korelasyon hassasiyeti belirlenmiştir. Bu korelasyon ısı taşınım katsayısını %13.11 lik bir sapma ile tahmin etmektedir.

1.3.1.3 Kayma gerilmesi odaklı korelasyonlar

Bu tür korelasyonlara Carpenter ve Colburn (1951) öncülük etmişlerdir. 2.4 m uzunluğunda 11.7 mm iç çapında düşey bir boruda su buharı, metanol, etanol, toluen ve trichloroethylene yoğuşmasını incelemişlerdir. Korelasyonlarında aşağıdaki kabulleri yapmışlardır.

1. Yoğuşan sıvı filmi, buhar kayma gerilmesi olmaması durumunda türbülanslı akışa geçiş Reynolds sayısından çok daha küçük değerlerde türbülanslı akışa geçmektedir. Bunun nedeni ara yüzeydeki kayma gerilmesi olarak ifade edilmiştir.

2. Sıvı filmi içindeki baskın ısı direnç laminar alt sınır tabakada oluşmaktadır. Bu alt sınır tabakanın kalınlığı boru içi tek fazlı akış için hız dağılımlarını bulmak için kullanılan yöntemlerle hesaplanabilir. Laminar sınır tabakasında doğrusal bir hız profili varsayarak, Carpenter ve Colburn (1951) yerel ısı taşınım katsayısı için aşağıdaki ifadeye kullanmışlardır.

$$h = a \text{Pr}_s^b \frac{k(\rho_s \tau_d)^{0.5}}{\mu_s} \quad (1.41)$$

Deneysel verilerini kullanarak $a=0.043$ ve $b= 0.5$ sabitlerini elde etmişlerdir. Duvar kayma gerilmesinin yerçekimi, momentum ve sürtünmeden etkilendiği belirtilmiş ve bunlar aşağıdaki ifadede birleştirilmiştir.

$$\tau_d = \tau_g + \tau_m + \tau_f \quad (1.42)$$

Yerçekimi kuvvetinden dolayı oluşan kayma gerilmesi (τ_g) sadece buhar kalitesi çok düşük olduğunda önemli olmaktadır. Momentum değişiminden kaynaklanan kayma gerilmesi (τ_m) ve sürtünmeden kaynaklanan kayma gerilmesi (τ_f) aşağıdaki ifadeler ile hesaplanabilir:

$$\tau_m = \frac{G_b}{\rho_b} \frac{d\Gamma}{dx} \quad (1.43)$$

$$\tau_f = \frac{f G_v^2}{2\rho_v} \quad (1.44)$$

Burada Γ , birim çevre için yerel yoğuşma oranını belirlemektedir. f buhar için Bergelin ve diğerleri (1949) tarafından geliştirilen sürtünme faktörüdür.

Soliman ve diğerleri (1968), Carpenter ve Colburn (1951) tarafından ortaya konan kabulleri kullanarak bir korelasyon geliştirmişlerdir. Fakat Carpenter ve Colburn tarafından duvar kayma gerilmesindeki momentumun etkisini hesaplamak için kullanılan denklemin yanlış olduğunu belirtmişlerdir. Buna ek olarak, sürtünmeden ve yerçekiminden kaynaklanan kayma gerilmelerini hesaplamak için aşağıdaki denklemleri kullandılar:

$$\tau_f = \frac{A_b}{P_b} \left(\frac{dP}{dz} \right)_{tp} = \frac{A_b}{P_b} \phi_b^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_b \quad (1.45)$$

$$\phi_b = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (1.46)$$

Momentum denklemlerini çözerek ve Zivi (1964) tarafından geliştirilen boşluk oranı korelasyonu kullanarak Soliman ve diğerleri (1968) momentum değişiminden ve yerçekiminden kaynaklanan kayma gerilmeleri için iki yeni denklem elde etmişlerdir. Dört farklı araştırmacının verilerini kullanarak geliştirdikleri korelasyon aşağıda verilmiştir.

$$h = 0.036 \text{Pr}_s^{0.65} \frac{k_s (\rho_s \tau_d)^{0.5}}{\mu_s} \quad (1.47)$$

Ayrıca, su buharı, R22, R113, etanol, metanol, tuelun ve trichloroethylene için geliştirdikleri korelasyonun sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Fakat sonuçlardaki sapmalar hakkında herhangi bir bilgi verilmemiştir.

Altman ve diğerleri (1960), 8,7 mm iç çapındaki boruda R22 yoğuşması esnasında gerçekleşen basınç düşümünü ve ısı geçişini çalışmışlardır. Oluşturdukları korelasyon Carpenter ve Colburn (1951) tarafından oluşturulan korelasyonun genişletilmiş niteliğindeydi. Duvar kayma gerilmesini hesaplamak için deneysel basınç düşüm verileri kullanılmıştır. Sonuç olarak verilerin %75'inin %10 luk bir sapma gösterdiği belirtilmiştir. Oluşturulan korelasyon aşağıda verilmiştir.

$$h = 0.057 \text{Pr}_s^{0.5} \frac{k_s (\rho_s \tau_d)^{0.5}}{\mu_s} \quad (1.48)$$

1.3.1.4 Sınır tabaka analizi

Bu analiz bir önceki bölümde bahsedilen kayma odaklı analiz ile aynıdır. Sadece, kayma odaklı analiz laminar tabaka boyunca ısı direnç olduğunu varsayarken sınır tabaka analizi tampon bölge, türbülanslı bölge ve laminar alt tabakayı içeren tüm yoğunlaşan sıvı film boyunca ısı direnci hesaplar. Basit bir şekilde sınır tabaka analizi süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin basitleştirilmiş formu için çözümler sunar. Bu analizlerin örnekleri Azer ve diğerleri (1972) Traviss ve diğerleri (1973) ve Chitti ve diğerleri (1995) tarafından geliştirilen korelasyonlarıdır. Travis ve diğerleri (1973) tarafından geliştirilen korelasyon en yaygın alıntı yapılanıdır. Korelasyon için yapmış oldukları kabuller aşağıda belirtilmiştir.

1. Yoğuşan film tabakası için Von Karman evrensel hız profili uygundur.

$$u^+ = y^+ \quad , \quad 0 < y^+ < 5 \quad (1.49)$$

$$u^+ = 5 \ln(y^+) \quad , \quad 5 < y^+ < 30 \quad (1.50)$$

$$u^+ = 2.5 \ln(y^+) + 5.5 \quad , \quad y^+ > 30 \quad (1.51)$$

Burada u^+ ve y^+ aşağıda belirtildiği gibi tanımlanmıştır.

$$u^+ = \frac{u}{u^*} \quad , \quad u^* = \left(\frac{\tau_d}{\rho} \right)^{0.5} \quad (1.52)$$

$$y^+ = \frac{yu}{\nu} \quad (1.53)$$

2. Buhar çekirdeğinde sıvı sürüklenmesi oluşmamaktadır.

3. Sıvı filmi çok incedir ($\delta/D \ll 1$). Bundan dolayı kartezyan koordinatlar kullanılabilir.

4. Basitleştirilmiş momentum ve enerji denklemlerinin çözümü, sıvı filmindeki kayma gerilmesi ve ısı akısı için aşağıdaki ifadeleri verir.

$$\tau = \rho_s (\nu_s + \varepsilon_m) \frac{du}{dy} \quad (1.54)$$

$$q'' = \rho_s c_{p,s} (\alpha_s + \varepsilon_h) \frac{dT}{dy} \quad (1.55)$$

Basit bir analitik sonuç elde etmek için Traviss ve diğerleri (1973) aşağıdaki varsayımları yapmıştır:

1. Cidardaki kayma gerilmesi ara yüzeydeki kayma gerilmesine eşittir ($\tau_w = \tau_i$). Halkasal akışın mümkün olmadığı buhar kalitesinin 0.1 den küçük olduğu yer için cidar kayma gerilmesi ile ara yüz kayma gerilmesi arasındaki farkın önemli olmadığını belirtmiştir.
2. Prandtl sayısının 1 den 0,7 ye azaldığında ısı taşınım katsayısının %10 arttığını göstermişlerdir.
3. Cidar kayma gerilmesi hesabında basınç düşümü için Soliman Korelasyonunu kullanılmıştır.
4. Sıvı filmi kalınlığını Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak tanımlamak için Von karman hız profili ve kütle korunumu kullanılmıştır. Sonuç olarak elde edilen korelasyon aşağıda verilmiştir.

$$Nu = F(X_u) \frac{Pr_s Re_s^{0.9}}{F_2} \quad (1.56)$$

$$F(X_u) = 0.15 \left(X_u^{-1} + 2.85 X_u^{-0.476} \right) \quad (1.57)$$

$$F_2 = 0.707 Pr_s Re_s^{0.5}, \quad Re_s < 50 \quad (1.58)$$

$$F_2 = 5 Pr_s + 5 \ln \left[1 + Pr_s \left(0.0964 Re_s^{0.585} - 1 \right) \right], \quad 50 < Re_s < 1125 \quad (1.59)$$

$$F_2 = 5 Pr_s + 5 \ln (1 + 5 Pr_s) + 2.5 \ln \left[0.0013 Re_s^{0.812} \right], \quad 1125 < Re_s \quad (1.60)$$

Elde edilen sonuçlar R12 ve R22 soğutucu akışkanları ile yapılan deney verileri ile uyumlu çıkmıştır.

Başlıca 2 faktör bu korelasyonun doğruluğunu sınırlamaktadır.

1. Basınç düşümünü ve cidar kayma gerilmesinin tahmini için kullanılan Soliman korelasyonunun doğruluğu onaylanmamıştır.
2. Buhar çekirdeğinde sıvı karışımının olmadığı varsayılmıştır. Bu yüksek buhar hızları için geçerli değildir.

Cavallini ve Zecchin (1974) benzer bir analiz geliştirmişlerdir. İki fazlı akış çarpanını aşağıdaki gibi tanımlamışlardır.

$$\phi_b = (1 + X_u^{0.5})^2 \quad (1.61)$$

Buna ek olarak buhar kısma sıvı karışımı olmayan halkasal sıvı filmi boşluk oranı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\alpha = 1 - \frac{4\delta}{D} \quad (1.62)$$

Burada, buhar kalitesinin gradyanı bilinmediği için deneme-yanılma metodu uygulanması gerekmektedir.

Chitti ve diğerleri (1995) Travis sınır tabaka analizine benzer bir analiz yapmışlardır. Bu çalışmanın Traviss analizinden 3 farkı vardır. Bunlar;

1. ε_m/ν değerini elde etmek için Prandtl karışım uzunluğu teorisini, Vab Dreistin hipotezi ve Karmanın hız profili ile birleştirmişlerdir. Böylece kayma gerilimi dağılımının bulunmasına gerek kalmamıştır.
2. Türbülans Prandtl sayısı, Traviss'in ki gibi 1.0 değilde 0.9 olarak varsayılmıştır.
3. Boyutsuz film kalınlığını Traviss metodunu kullanarak hesaplamamışlardır, bunu deneme-yanılma yöntemi ile bulmuşlardır.

Korelasyon öncelikli olarak boyutsuz sıvı filmi kalınlığını tahmin ederek başlar, daha sonra sıvı kütleli debisi integre edilerek hesaplanır ve sonuçlar deneysel verilerle kıyaslanmıştır. Chitti bu modelden elde edilen sonuçları R22 soğutucu akışkanı ile yapmış olduğu deneyler ile kıyaslamıştır. Sonuçların %80'i deneysel verilerden $\pm\%25$ hata payı ile saptığını belirtmiştir.

Sınır tabaka analizi en teorik yaklaşımdır. Fakat Traviss ve diğerleri (1973) bile korelasyondan elde etmiş oldukları sonuçların kendi deney verilerinden yüksek oranda saptığını belirtmiştir.

1.3.2 Geliştirilmiş yüzeye sahip borularda yoğunlaşma

Yüksek performanslı ısı değiştiricilerine olan ihtiyaç boru iç yüzey ısı geçişini artırılmasını gerektirmiştir. Bu nedenle değişik yüzey türleri incelenmiştir. En çok ilgi gören geliştirilmiş yüzeyler mini-kanatlı, mikro kanatlı ve çapraz oluklu borulardır çünkü bu borular yüksek ısı geçişi sağlarken basınç kaybı düşük olmaktadır.

Endüstriyel uygulamalar da kullanılan tipik mikro-kanatlı borular bakırdan imal edilmektedir. Üçgensel ya da ikizkenar yamuk şeklinde olan kanat, tepe açısı 25° ile 90° arasında değişmektedir. Kanatçık yüksekliği 0.10 ile 0.25 mm arasındadır. Helis açısı 10° ile 30° arasında değişmektedir. Boru dış çapı genellikle 10 mm civarındadır. Ticari amaçlı üretilen mini-kanatlı borular yüksekliği 0.4 mm den 1.5 mm ye kadar olan ve sadece 20-30 helisel kanadı olan eski teknolojilerdir. Çapraz oluklu borular mikro-kanatlı borulara alternatif olarak imal edilmişlerdir. Aynı helis açısında fazladan bir grup oluğa sahiplerdir. Genel olarak, mikro kanatlı borular ısı geçişini %80 ile %140 arasında artırırken, basınç kaybını %20 den %80'e kadar artırmaktadırlar. Çapraz oluklu borular mikro kanatlı borular ile kıyaslandığında ısı geçişini %25-%30 oranında artırırken basınç kaybı %6 ile %10 arasında artmaktadır. Isı geçişi ve basınç kaybındaki artışlar toplam yüzey alanındaki artıştan ve sıvı filminde türbülansın artmasından kaynaklanmaktadır.

1.3.2.1 Mini kanatlı borular

Vrable ve diğerleri (1974) R12 soğutucu akışkanı için 26 deney veri noktası içeren bir korelasyon geliştirmiştir. Kullanılan test borusu içinde Boru boyunca yer alan iki kanat mevcuttur. Oluşturmuş olduğu korelasyon Cavallini ve Zecchin (1971) tarafından düz borular için geliştirilen korelasyonun değiştirilmiş şeklidir. Bu korelasyon da hidrolik çap iki kat alınmıştır. Ayrıca kritik basınç terimi eklenmiştir.

Royal ve Bergles (1976) su buharı yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişi üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Eğim açısı, iç yüzey kanat ve iç yüzeye eklenmiş sarmal kanatların etkisini incelemişlerdir. Oluşturdukları korelasyon Akers ve diğerleri (1959) tarafından geliştirilen korelasyonun geliştirilmiş halidir. Bu korelasyonda kanat yüzey geometrisini dikkate alan bir katsayı ile düzeltilmiştir.

Luu ve Bergles (1979), Royal ve Bergles (1976) korelasyonunun kendi R113 deney verilerini iyi şekilde tahmin edemediğini buldular. R113 soğutucu akışkanı verileri için içerisinde kanatlı boruları da içeren bir korelasyon üzerinde çalıştılar. Bu korelasyon kanatlı boruların hesabını içeren Boyko ve Kruzhilin (1967) korelasyonunun düzeltilmişiydi. Bu korelasyon R113 deney verilerini %30 luk sapma ile tahmin edebiliyordu.

Said ve Azer (1983), R113 soğutucu akışkanı ile deneyler yapmışlardır. Luu ve Bergles (1979) korelasyonunun ısı taşınım katsayısını tahmin etmede başarısız

olduğunu göstermişlerdir. Kanat geometri etkisi için orijinalinde Carnavos (1977, 1978) tarafından başlatılan ve birçok parametre içeren Akers ve diğerleri (1959) tarafından geliştirilen korelasyonu düzenlemişlerdir. Kaushic ve Azer (1988) pürüzsüz ve iç yüzeyi kanatlı borular içinde yoğuşma sonucu gerçekleşen ısı geçişini tahmin etmek için genelleştirilmiş bir korelasyon bulmayı hedeflediler. Azer ve Said (1982) ile aynı basit yaklaşımı kullandılar. Korelasyonu oluştururken birçok araştırmacının verileri kullanılmıştır. Bunların içinde Royal ve Bergles (1978), Luu ve Bergles (1980), Said ve Azer (1982) ve Venkatesh (1984) yer almaktadır. Carnavos (1977, 1978) tarafından geliştirilen geometrik parametreleri (F_1 , F_2) kullandılar. Korelasyon veri noktalarının %71 ini %30 luk hata ile tahmin etmiştir. Oluşturulan korelasyon aşağıda verilmiştir.

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}} = 2.078 Re_{e\vartheta}^{0.507} \left(\frac{\Delta x D_i}{L} \right)^{0.198} \left(\frac{P}{P_{kr}} \right)^{-0.14} F_1^{0.874} F_2^{-0.814} \rightarrow F_1 < 1.4 \quad (1.63)$$

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}} = 0.391 Re_{e\vartheta}^{0.507} \left(\frac{\Delta x D_i}{L} \right)^{0.198} \left(\frac{P}{P_{kr}} \right)^{-0.14} F_1^{4.742} \rightarrow F_1 > 1.4 \quad (1.64)$$

$$Re_{e\vartheta} = \frac{G \left[(1 - \bar{x}) + \bar{x} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \right] D_i}{\mu_s} \quad (1.65)$$

$$F_1 = \frac{A_{fu}}{A_{fn}} = \frac{(1 - 4net)/(\pi D_i^2 \cos \alpha)}{(1 - 2e/D_i)^2} \quad (1.66)$$

$$F_2 = \frac{A_n}{A_a} = \frac{\pi D_i}{\pi D_i + \frac{2ne}{\cos \kappa}} \quad (1.67)$$

Bu denklemler de ‘ $\bar{x}$ ’ ortalama buhar kalitesi, N , e , t ve κ sırasıyla kanat sayısı, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı ve helis açısıdır.

Şu ana kadar incelenen korelasyonlar göz önüne alındığında, Kaushic ve Azer (1988) korelasyonu dışında, her bir korelasyonun gelişimi özel bir boru ve özel bir sıvı için yoğuşma verilerini temel almıştır. Hiçbirisi teorik olarak temellenmiş ve genelleştirilmiş korelasyon değildir. Ve hiç birisi özel bir şekilde mikro kanatlı borular için geliştirilmemiştir. İlk teşebbüs olarak, Cavallini ve diğerleri (1997a) farklı soğutucu akışkanlar ve farklı boru geometrileri için genelleştirilmiş bir yoğuşma ısı geçiş modeli bulmayı hedeflemiştir.

1.3.3.2 Mikro kanatlı borular

Cavallini ve diğerleri (1997a) yuvarlak mikro kanatlı borularda yoğuşma için geliştirdiği yeni model düz borular için Cavallini ve Zecchin (1971) korelasyonunu temel almıştır. Bu model mini kanatlı borularda iyi olduğu kadar tek ve karşıt kanatlı borularda da uygulanabilmektedir. Cavallini ve Zecchin (1971) korelasyonu aşağıdaki gibidir.

$$Nu = 0.05 Re_{eş}^{0.8} Pr_s^{1/3} \quad (1.68)$$

$$Re_{eş} = \frac{GD \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} \right]}{\mu_s} \quad (1.69)$$

Bu yeni modelde, Cavallini ve diğerleri (1997a) yukarıda verilen korelasyonu mini kanatlı ve mikro kanatlı borularda yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısını bulmak için geliştirdi.

$$Nu = \frac{hD_t}{k_s} = 0.05 Re_{eş}^{0.8} Pr_s^{1/3} Rx^s (Bo Fr)^t \quad (1.70)$$

$$Bo = \frac{g \rho_s e \pi D_t}{8 \sigma n} \quad (1.71)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_s^2 g D_t} \quad (1.72)$$

Burada, D_t kanat uç çapı, Rx geometrik bir parametre, Bo ve Fr Bond sayısı ve Froude sayısı olarak verilmiştir. Cavallini bu modeli kurabilmek için çapraz kanatlı borular, mikro kanatlı borular ve mini kanatlı borularda yoğuşma için yaklaşık 300 veri noktası kullanmıştır. Korelasyonda kullanılan geometrik parametreler Tablo da verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Cavallini (1997a) korelasyonunda kullanılan parametreler.

	Mini kanatlı ($e/D_t > 0.04$)	Mikro kanatlı ($e/D_t < 0.04$)	Çapraz kanatlı
s	1.4	2	2.1
t	-0.08	-0.26	-0.26

Korelasyonda yer alan Rx terimi aşağıda verilmiştir.

$$R_x = \frac{\frac{2en(1 - \sin(\beta/2))}{\pi D_i \cos(\beta/2)} + 1}{\cos \kappa} \quad (1.73)$$

Burada, ‘e’, kanat yüksekliği , ‘n’ kanat sayısı , ‘β’ apex açısı , ‘α’ helis açısı ve ‘Dt’ kanat uç çapı olarak verilmiştir. R_x ısı geçiş alanındaki artış etkisine karşılık gelmektedir.

R_x terimi ile ilgili bazı sorular vardır.

1. Eğer helis açısı artarsa, R_x artacak ve ısı taşınım katsayısı artabilecek. Bu sadece helis açısının özel bir bölgesi için doğrudur. Yapılan çalışmalar, Chamra ve diğerleri (1996), bu aralığın 0° ile 25° derece olduğunu göstermektedir. Bu alanın dışında, yüksek helis açılarında akış ayrımından dolayı, küçük helis açılarında olduğu gibi bir iyileştirme görülmemektedir.

2. Yüksek geniş kanatlar kullanmakla ile birbirine yakın alçak kanatlar kullanmakta aynı R_x değeri elde edilebilmektedir. Korelasyon, her iki şart için aynı ısı taşınım katsayısının elde edilebildiğini göstermektedir. Aslına bakılırsa, kayma gerilmesi dağılımı her iki durum için aynı olmadığı durumda bu doğru olmayabilmektedir. Küçük bir genişlik, kanatçık bölgesine buhar sızmasını engelleyecektir ve bu bölgede kesme gerilmesi ve ısı geçişi azalacaktır.

Önceden değinildiği üzere, mikro kanatlı borularda ısı geçişindeki artış mikro kanatlı yüzeyde alan artışı, oluşan sıvı filminde meydana gelen türbülans artışı ve yüzey gerilmelerinden ki artışa bağlıdır. Cavallini yüzey gerilme etkisini göz önüne almak için Bo sayısını, sıvı filmindeki katmanlaşmayı göz önüne almak için Fr sayısını, yüzey alan artışı ve türbülans etkisini göz önüne almak için R_x ifadelerini kullanmıştır. Cavallini modelinde nominal çap ve nominal alanın kanat tepe çapına göre alındığı ifade edilmelidir. Mini kanatlı, mikro kanatlı ve çapraz kanatlı borular (çoğunluğu mikro kanatlı borular olmak üzere) için yaklaşık 300 veri noktasının çoğunu Cavallini modeli %20 hata ile tahmin etmiştir. Fakat bu model ampirik bir modeldir ve bu modelin daha fazla boru çaplarında ve çalışma şartlarında elde edilen verilerin doğrulanması gerekmektedir.

1.3.3 İki fazlı sürtünmeli basınç düşümü

Bu bölümde pürüzsüz ve mikro kanallı borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü incelenecektir.

1.3.3.1 Pürüzsüz borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü

Yoğuşma ısı taşınım katsayısı korelasyonlarından farklı olarak iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü için çok iyi sonuçlar veren korelasyon yoktur. Burada en çok kullanılan korelasyonlar incelenecektir. Bunlar, Lockhart ve Martinelli (1949), Martinelli ve Nelson (1948), Baroczy (1965), Chishlom (1973), Friedel (1979) korelasyonlarıdır.

Lockhart ve Martinelli korelasyonu (1949);

Lockhart ve Martinelli, daha sonra birçok korelasyona temel oluşturacak bir iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü korelasyonu geliştirdiler. Sürtünmeden kaynaklı tek fazlı basınç gradyandı ile iki fazlı basınç gradyandını ilişkilendirmek için iki fazlı akış çarpanı elde etmişlerdir. İki fazlı akış çarpanı dört farklı formda yazılabilmektedir.

$$\phi_s^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_s} \quad (1.74)$$

$$\phi_{so}^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_{so}} \quad (1.75)$$

$$\phi_b^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_b} \quad (1.76)$$

$$\phi_{bo}^2 = \frac{(dP/dz)}{(dP/dz)_{bo}} \quad (1.77)$$

Paydadaki kısım tek fazlı basınç gradyandı iken paydaki kısım asıl iki fazlı sürtünmeli basınç gradyandır. İndisler s, sıvı faz akışı, so, toplam debide sıvı akışı, b, buhar faz akışı ve bo, toplam debide buhar akışını temsil etmektedirler.

Lockhart ve Martinelli (1949), Lockhart – Martinelli parametresi olarak adlandırılan sıvı ve buhar fazlarının basınç gradyanlarının oranı ifade eden bir parametre geliştirmiştir.

$$X_u^2 = \frac{(dP/dz)_s}{(dP/dz)_b} \quad (1.78)$$

Lockhart-Martinelli parametresi tek faz basınç düşümü denklemiyle hesaplanabilir.

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{2f G^2}{\rho D} \quad (1.79)$$

Sürtünme faktörü f aşağıdaki gibi verilir.

$$f = \frac{a}{\text{Re}^n} \quad (1.80)$$

Çizelge de laminar ve türbülanslı akışlar için uygun a ve n değerleri verilmiştir. Türbülanslı akış Reynolds değeri 2300 den büyük olarak alınmıştır.

Çizelge 2.2 : Laminar ve türbülanslı akışlar için sürtünme faktörü katsayıları.

Akış Rejimi	a	n
Laminar	16	1
Türbülans	0.046	0.2

Yukarıda belirtilen ifadeler sadeleştirildiğinde;

$$X_u^2 = \frac{(dP/dz)_s}{(dP/dz)_b} = \frac{\frac{2a_l}{\text{Re}_s^{n,l}} \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_s D}}{\frac{2a_v}{\text{Re}_b^{n,v}} \frac{G^2 x^2}{\rho_b D}} = \frac{a_l \mu_s^{n,l} \rho_b (1-x)^{2-n,l}}{a_v \mu_b^{n,v} \rho_s x^{2-n,v}} \quad (1.81)$$

Lockhart-Martinelli parametresinin tanımlaması her bir fazdaki akışın laminar mı türbülanslı mı olduğuna bağlıdır. İki faz türbülanslı olarak akıyorken en çok sıklıkla kullanılan form aşağıda verilmiştir.

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.1} \quad (1.82)$$

Lockhart-Martinelli (1949) adyabatik şartlar altında yağ-su ve hava-su karışımı için elde ettikleri basınç kaybı deney verileri ile Lockhart-Martinelli parametresine bağlı olarak korelasyon geliştirmişlerdir. Sonuçlar grafik olarak sunulmuştur. Daha sonra Chisholm (1968) bu grafiklere eğri uydurarak iki fazlı akış çarpanını Lockhart-Martinelli parametresinin bir fonksiyonu olarak tanımlamıştır.

$$\phi_s^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (1.83)$$

$$\phi_b^2 = 1 + CX_u + X_u^2 \quad (1.84)$$

C değeri Çizelge de verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Chisholm (1968) iki fazlı akış çarpanı katsayıları.

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

Soliman ve diğerleri (1968) Lockhart ve Martinelli tarafından oluşturulan grafik sonuçlarına aşağıdaki bağıntıyla yaklaşık olarak hesaplamışlardır.

$$\phi_b = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (1.85)$$

Lockhart ve Martinelli korelasyonu basittir. Yalnız her akış koşulunda ve her sıvı için doğru sonuçlar vermemektedir.

Martinelli ve Nelson korelasyonu (1948);

Martinelli ve Nelson içerisinde kaynayan su akarken basınç kaybı tahmini için bir korelasyon tekniği geliştirdiler. Bu tekniğin suyun dışındaki sıvılarda sıklıkla uygulanabilirliği bahsetmişlerdir. Zorlanmış kaynayan akış için iki fazlı akış rejimi her zaman ‘türbülans-türbülans’ olduğu belirtilmiştir. Martinelli ve Nelson, Lockhart-Martinelli parametresine ve basınca bağlı olarak iki fazlı akış çarpanı için bir korelasyon geliştirdiler. Bu korelasyon çok karmaşıktı ve grafiklerle sunulmuştur. Martinelli ve Nelson sadece buhar – su akışı için iki fazlı akış çarpanı değerini verdiler. Whalley (1987) bu metodun çok doğru olmadığını belirtmiştir.

Baroczy Korelasyonu (1965);

Baroczy tarafından geliştirilen bu korelasyon, iki fazlı akış çarpanını kütleli akının etkilerini içerecek şekilde oluşturmuştur. Bu korelasyon tekniği temel olarak aşağıdaki düzeltmelerle Martinelli-Nelson (1948) metoduyla aynı idi

1. Kütleli akı değeri $1355 \text{ kg/m}^2\text{s}$ referans alınarak oluşturulan iki fazlı akış çarpanı, buhar kalitesi, ‘x’ ve aşağıda verilen özellik indeksine (property index) bağlı olarak ifade edilmiştir.

$$\text{Özellik indeksi} = \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right) \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.2} \quad (1.86)$$

2. İki fazlı akış çarpanındaki kütle akısının etkisini göz önüne almak için ayrı bir düzeltme faktörü tanımlanmıştır.

$$\gamma = \frac{\phi_{so}^2}{(\phi_{so}^2)_{G=1335 \text{ kg/m}^2 \text{ s}}}$$

Bu korelasyon tekniği grafik olarak gösterilmiştir. Akış koşulu verilmiş bir durumda, özellik indeksi elde edilebilir ve referans kütle akımında iki fazlı akış çarpanı grafikten uygun buhar kalitesi için elde edilebilmektedir.

Baroczy bu korelasyonun deneysel verileri %20 hata ile bulunabildiğini ve tüm sıvılarda kullanılmasının uygun olduğunu açıkladı. Fakat bu korelasyon diğer bazı korelasyonlardan biraz karmaşıktı ve soğutuculardaki doğruluğu sorgulanabilirdi.

Chishlom Korelasyonu (1973);

Chishlom (1973) yapmış olduğu çalışmada Baroczy (1965) tarafından geliştirilen ve grafiksel prosedür içeren korelasyonu analitik forma dönüştürdü ve aşağıdaki denklemleri elde etti.

$$\phi_{so}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \quad (1.87)$$

$$B = \frac{C\Gamma - 2^{2-n} + 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (1.88)$$

$$\Gamma = \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{n/2} \quad (1.89)$$

Bu denklemlerde kullanılan ‘n’ değeri sürtünme faktörü hesaplamak için kullanılan değerle aynıdır.

Uygulama açısından son derece basit Analitik bir denklem olmasına rağmen, çok sınırlı bir deneysel veri ile oluşturulmuştur. Bu sınırlı veriyle bile doğru olmadığı görülmüştür ve sapma %40 tan fazladır.

Friedel Korelasyonu (1979);

Friedel korelasyonu pürüzsüz borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü tahmini için şimdiye kadar en iyi sonuçları veren korelasyonlardan biridir. Friedel aşağıdaki korelasyonu bulabilmek için 25000 veri noktası kullanmıştır.

$$\phi_{so}^2 = C_{F1} + \frac{3.24 C_{F2}}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (1.90)$$

$$C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right) \left(\frac{f_{bo}}{f_{so}} \right) \quad (1.91)$$

$$C_{F2} = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.7} \quad (1.92)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho_p \sigma} \quad (1.93)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho_p^2} \quad (1.94)$$

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (1.95)$$

Aynı akışkan iki fazlı akış için, Friedel (1979) oluşturmuş olduğu korelasyonun mevcut verileri %30 sapma ile bulmuştur. Bu korelasyon Whalley (1987) tarafından ($\mu_l / \mu_v < 1000$) şartı için önerilmiştir.

1.3.3.2 Mikro kanatlı borularda iki fazlı sürtünmeli basınç düşümü

Bu konuda yalıtılmış, yoğuşma veya buharlaşma şartları altında gerçekleşen basınç kaybı için çok sayıda veri elde edilmiştir. Fakat gelişmiş borularda yoğuşma esnasında gerçekleşen iki fazlı akış basınç kaybı tahmininde çok az model veya korelasyon mevcuttur. Burada mikro kanallı borularda iki fazlı basınç kaybı için iki model incelenmiştir.

Cavallini Modeli (1997);

Cavallini gelişmiş borularda iki fazlı sürtünmeli basınç kaybını tahmin etmek için pürüzsüz borularda Friedel in modelini yeniden düzenlemiştir. Modelinde, kanat tepe noktaları arasındaki çap kullanılarak iki faz çarpanını Friedel korelasyonundaki gibi hesaplamıştır. Fakat gelişmiş borular için eşdeğer tek faz sürtünme faktörü pürüzsüz borulardan farklı bir yolla tanımlanır: Gelişmiş borular için tek faz sürtünme faktörü referans pürüzlülük değeri göz önüne alınsa bile tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarından hem Moody diyagramı hem de Blasius denkleminde elde edilenden daha yüksek çıkmaktadır. Referans pürüzlülük değeri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\bar{e}}{D_t} = \frac{Ae / D_t}{0.1 + \cos \kappa} \quad (1.96)$$

Bu denklemde ‘e’, kanat yüksekliği , ‘Dt’, kanat tepe çapı , ‘κ’, helis açısıdır. Sabit değer ‘A’ için iki farklı değer kullanılmıştır. Yoğuşma için bu değer 0.18 olarak alınmıştır.

Ek olarak, Cavallini, zeotropic karışımlar için buharlaşma ve yoğuşmada buhar sıvı ara yüzü kütle transferinin etkisini tanımlayan Mickley ve diğerleri (1954) tarafından önerilen bir düzeltme faktörünü kullanmıştır. Bu metotta gelişmiş borularda tek fazlı sürtünme faktörünü hesaplamanın daha tutarlı olacağı belirtilmiştir.

Mikro kanatlı borular için tek fazlı sürtünme faktörü düşük Reynolds sayılarında pürüzsüz borular için elde edilen değerlere yakın çıkmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında boru çapı ve helis açısının kanat yüksekliğine oranına göre sürtünme faktörü değişmektedir. Fakat bu modelde kanat hatvesi, apex açısı ve helis açısının etkisi dikkate alınmamıştır. Ek olarak, mikro kanatlar için pürüzlülük tamamen ampirik bir eşdeğer pürüzlülük ile basitleştirilmiştir.

Genel olarak ifade edilirse, referans pürüzlülük denkleminde belirtilen sabit ‘A’ katsayısı eldeki deneysel veriler kullanılarak en uygunu belirlenmiştir. Cavalini korelasyonu geliştirmek için kullandığı 320 veri noktasının bu model ile $\pm\%25$ hatayla tahmin edildiğini belirtmiştir.

Nozu Modeli (1997);

Nozu ve diğerleri (1997) 9,5 mm dış çapında iki mikro kanatlı boruda R-11 soğutucu akışkanın yoğuşmasını incelemiştir ve basınç kaybını ölçmüşlerdir. Denklemleri aşağıda belirtilen korelasyonu geliştirmişlerdir.

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_f = (\xi + \zeta) \left(-\frac{dP}{dz}\right)_b \quad (1.97)$$

Burada, ‘ξ’, Martinelli parametresi ve Froude sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. ‘ζ’ değeri ise yüzey ısı akısı, kütle akı değeri, buhar kalitesi ve boşluk oranının bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Buhar fazı basınç gradyanı Carnavos (1980) tarafından geliştirilen sürtünme faktörü korelasyonu kullanılarak elde edildi.

$$f_b = 0.046 \text{ Re}^{-0.2} \frac{D_n}{D_h} \sqrt{\frac{A_{fa}}{A_{fn}}} (\sec \kappa)^{0.75} \quad (1.98)$$

Nozu ve diğlerleri (1997) korelasyondan elde edilen değlerlerin yaptıkları deneylerden %4,9 luk bir sapma gösterdiğini belirtmiştir. Bu korelasyon apex açısını içermemektedir.

Nozu ve diğlerleri tarafından geliştirilen bu korelasyon kendi verilerini tahmin etmede diğler korelasyonlardan çok daha iyi sonuçlar vermiştir. Fakat başka soğutucu akışkanlar göz önüne alındığında korelasyondaki sapma payı %14,-88,5 arasında değişmektedir.

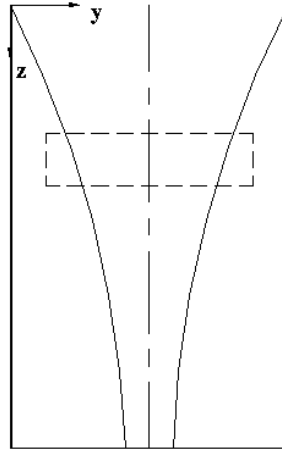
2. DÜŞEY BORUDA FİLM YOĞUŞMASININ TEORİK ANALİZİ

2.1 Bir Boyutlu Yoğuşma Modeli

Düşey boruda halkasal akışı göz önüne alan bir boyutlu bir model geliştirilmiştir. Bu modelde yapılan kabuller sırasıyla;

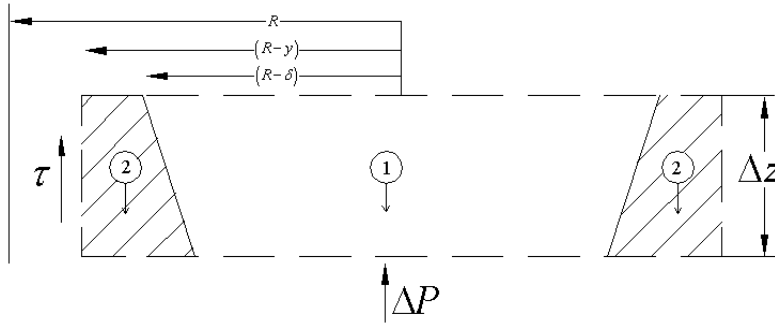
1. Sürekli hal
2. Momentum ve enerji denklemlerinde yer alan taşınım terimleri ihmal edilmiştir.
3. Akış laminar kabul edilmiştir.
4. basınç kaybı boru boyunca ortalama değerler üzerinden hesaplanmıştır
5. Yoğuşturucu boyunca buhar kalitesi değişimi doğrusal alınmıştır.
6. Yoğuşturucu boyunca ısı akısı sabit kabul edilmiştir.
7. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya doymuş buhar olarak girmektedir.

Yukarıda tanımlanan model Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Bir boyutlu yoğuşma modeli için kontrol hacmi.

Buhar ve sıvı kısımları içeren bir kontrol hacmi oluşturulmuştur. Bu kontrol hacmine etki eden toplam kuvvetler Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Kontrol hacmine etki eden kuvvetler.

Kontrol hacmine etki eden kuvvetler sırasıyla yer çekimi, toplam basınç farkı ve kayma gerilmesinden kaynaklanmaktadır.

Buhar ve sıvı hacmine etki eden yerçekimi kuvvetleri:

$$F_b = \pi (R - \delta)^2 \Delta z \rho_b g \quad (2.1)$$

$$F_s = \pi \left[(R - y)^2 - (R - \delta)^2 \right] \Delta z \rho_s g \quad (2.2)$$

Kontrol hacmine etki eden basınç farkından dolayı oluşan kuvvet hem sıvı hem de buhar tarafı için

$$F_{basınç} = \pi (R - y)^2 \Delta P \quad (2.3)$$

Olarak ifade edilebilir. Kayma gerilmesinden dolayı oluşan net kuvvet ise

$$F_{kayma} = 2\pi \tau (R - y) \Delta z \quad (2.4)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Denklem 2.1-2.4 yardımıyla momentum denkleminde kontrol hacmi için sıvı filmi kayma gerilmesi için

$$\tau = -\frac{dP}{dz} \frac{(R - y)}{2} + \frac{\left[(R - y)^2 - (R - \delta)^2 \right]}{2(R - y)} \rho_s g + \frac{(R - \delta)^2}{2(R - y)} \rho_b g \quad (2.5)$$

denklem elde edilmiştir. Ara yüzeydeki kayma gerilmesi Denk.2.5 de “y=δ” konulduğunda elde edilmektedir.

$$\tau_i = \frac{(R - y)}{2} \left(-\frac{dP}{dz} + \rho_b g \right) \quad (2.6)$$

Hız dağılımı ise sıvı filmi için elde edilen ifade ile bulunabilmektedir.

$$\tau = \mu_s \frac{du}{dy} \quad (2.7)$$

$$u = \int_0^{\delta} \frac{\tau}{\mu_s} dy \quad (2.8)$$

Hız dağılımının elde edilebilmesi için basınç gradyeni (dP/dz) ifadesinin bulunması gerekmektedir. Sürtünme, ivmelenme ve yer çekiminden kaynaklanan basınç gradyeni aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilebilmektedir.

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_{\text{sürtünme}} + \left(\frac{dP}{dz} \right)_{\text{ivmelenme}} + \left(\frac{dP}{dz} \right)_{\text{yerçekimi}} \quad (2.9)$$

Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü cidarda oluşan kayma gerilmesine göre yazılmıştır.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{\text{sürtünme}} = - \frac{4\tau_{du\text{ var}}}{D} \quad (2.10)$$

Cidarda kayma gerilmesi iki fazlı akış çarpanı ve sürtünme faktörü ile ifade edilmiştir.

$$\tau_{du\text{ var}} = f \frac{G^2 (1-x)^2}{2\rho_s} \phi_s^2 \quad (2.11)$$

İki fazlı akış çarpanı ise Martinelli parametresinin bir fonksiyonu olarak yazılmıştır.

$$\phi_s^2 = 1 + \frac{5}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (2.12)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad (2.13)$$

Sürtünme faktörü ise sıvı tarafındaki Reynolds sayısına göre değişmektedir. Laminar akış için sürtünme faktörü aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$f = \frac{64}{\text{Re}_s} \quad (2.14)$$

$$\text{Re}_s = \frac{G(1-x)D}{\mu_s} \quad (2.15)$$

Sonuç olarak sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybı gerekli sadeleştirmeler yapıldığında aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{\text{sürtünme}} = - \frac{2}{D} \frac{f G^2 (1-x)^2 \phi_s^2}{\rho_s} \quad (2.16)$$

İvmelenmeden kaynaklanan basınç kaybı için boru boyunca kesit alanı değişmediği göz önüne alındığında aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{ıvmelenme}} = -\frac{2xD^2G^2}{\rho_b(D-2\delta)^2} \frac{dx}{dz} \quad (2.17)$$

İvmelenmeden kaynaklanan basınç kaybını elde edebilmek için buhar kalitesinin konuma bağlı gradyeninin elde edilmesi gerekmektedir. Bu kontrol hacmi için genel enerji denklemi yazılarak elde edilmiştir.

$$\frac{dx}{dz} = \frac{4h(T_{\text{doy}} - T_d)}{DG^2 i_{sb}} \quad (2.18)$$

Yerçekiminden kaynaklanan basınç kaybı, buharın kapladığı alanın toplam kesit alanına oranı şeklinde ifade edilen boşluk oranına bağlı olarak hem sıvı hem de buhar için yazılmıştır.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{yerçekimi}} = [(1-\alpha)\rho_s + \alpha\rho_b]g \quad (2.19)$$

$$\alpha = \frac{A_b}{A} = \frac{(R-\delta)^2}{R^2} \quad (2.20)$$

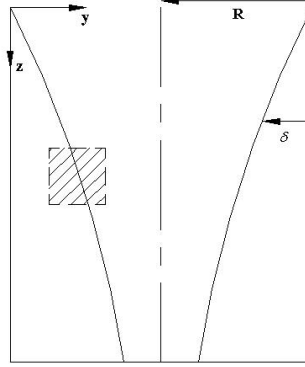
Sonuç olarak toplam basınç kaybı elde edildikten sonra sıvı filmi içerisinde kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak sıvı filmi içinde hız dağılımı elde edilmektedir. Buhar kalitesine bağlı olarak toplam sıvı kütledebisi bilinmektedir. ‘ δ ’ değerine bağlı olarak elde edilen hız dağılımı kullanılarak sıvı debisi elde edildiğinde sıvı filmi kalınlığının bu model için doğru olup olmadığı anlaşılabilmektedir.

$$\dot{m}_s = \int_0^\delta \rho_s u dy = \frac{G(1-x)R}{2} \quad (2.21)$$

Model içinde sıvı filmine bağlı olarak yapılan bu çözümlemede eğer sıvı filmi kütledebisi belli bir hata payı içinde hesaplanamıyorsa film kalınlığı değiştirilerek tekrar çözümlemeler yapılmakta ve sonuç elde edilmektedir.

2.2 İki Boyutlu Yoğuşma Modeli

Bu tez kapsamında bir boyutlu modelin dışında yine halkasal akışı göz önüne alan iki boyutlu bir model daha geliştirilmiştir. Bir boyutlu modelin konvektif terimleri ihmal etmesi ve boru boyunca buhar kalitesi değişimini doğrusal kabul etmesi belli hatalar oluşturacaktır. Bu hataların etkisini görebilmek için iki boyutlu model geliştirilmiştir. Şekil 3.3’ de iki boyutlu model için oluşturulan kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 2.3: İki boyutlu model için oluşturulan kontrol hacmi.

Bir boyutlu modelde sadece sıvı filmi esas alınmaktadır ve bu kısmın ayrıklaştırması yapılmıştır. Buhar kısmı için ise kontrol hacmi bir bütün olarak ele alındığından bu kısımda kesit boyunca ortalama değerler hesaplanmıştır. İki boyutlu modelde ise hem sıvı hem de buhar tarafı ayrıklaştırılmıştır. Bu sayede daha hassas bir çözüm elde edilmek istenmiştir. Modelde soğutucu akışkanın boru girişinde tamamen doymuş buhar olduğu kabul edilmekle beraber girişteki kuruluk derecesi oluşturulan bilgisayar programında farklı kuruluk derecesi değerleri de alabilmektedir.

Bu model kapsamında yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

Kabuller;

1. Her iki faz için de akış süreklidir. Bütün özellikler zamandan bağımsızdır.
2. Sıvı filmi yoğuşan sıvı miktarına göre ağırlıklı olarak laminardır ve sıvı buhar ara yüzeyi düz olduğu kabul edilmiştir.
3. Sıvı ve buharın newtonian akış olduğu kabul edilmiştir. ($\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$)
4. Sıvı – buhar ara yüzeyinde ve buhar tarafında doyma şartları kabul edilmiştir.

5. Radyal yöndeki basınç düzgün dağılımlıdır. ($\frac{dP}{dy} = 0$)
8. Viskoz dissapasyon ve radyal yöndeki gerilmeler ihmal edilmiştir.
9. Yüzey boyunca olan hız bileşeni (u), yüzeye dik olan hızdan (v) çok büyüktür. ($u \gg v$)
10. Yüzeye dik yöndeki hız gradyanı yüzey boyunca olan hız gradyanından çok daha büyüktür.

$$\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial u}{\partial z}$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} \gg \frac{\partial v}{\partial z}$$

11. Radyal yöndeki iletim ve kütle yayılımı ve iletimle geçen ısı miktarı, aksenal yöndekinden çok daha büyüktür.

$$\frac{\partial T}{\partial y} \gg \frac{\partial T}{\partial z}, \quad q_y'' \gg q_z''$$

Bu kabuller kapsamında hem sıvı hem de buhar için korunum denklemleri yazılmıştır.

1. Sıvı tarafı için süreklilik denklemi

$$\frac{\partial}{\partial y}(\rho_s v_s) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_s u_s) = 0 \quad (2.22)$$

2. Buhar tarafı için süreklilik denklemi

$$\frac{\partial}{\partial y}(\rho_b v_b) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_b u_b) = 0 \quad (2.23)$$

3. Sıvı tarafı için momentum denklemi

$$\rho_s \left(v_s \frac{\partial u_s}{\partial y} + u_s \frac{\partial u_s}{\partial z} \right) = \mu_s \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial y^2} \right) + \rho_s g_z - \frac{dP}{dz} \quad (2.24)$$

$$\rho_s \left(\frac{\partial (v_s u_s)}{\partial y} + \frac{\partial (u_s u_s)}{\partial z} \right) = \mu_s \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial y^2} \right) + \rho_s g_z - \frac{dP}{dz} \quad (2.25)$$

4. Buhar tarafı için momentum denklemi

$$\rho_b \left(v_b \frac{\partial u_b}{\partial y} + u_b \frac{\partial u_b}{\partial z} \right) = \mu_b \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial y^2} \right) + \rho_b g_z - \frac{dP}{dz} \quad (2.26)$$

$$\rho_b \left(\frac{\partial (v_b u_b)}{\partial y} + \frac{\partial (u_b u_b)}{\partial z} \right) = \mu_b \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial y^2} \right) + \rho_b g_z - \frac{dP}{dz} \quad (2.27)$$

5. Sıvı tarafı için enerji denklemi

$$\rho_s c_{ps} \left(v_s \frac{\partial T_s}{\partial y} + u_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) = k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (2.28)$$

Ara yüzey denklemleri ($y=\delta$)

6. Ara yüzeyde yoğunlaşan kütle akı miktarı

$$\rho_s v_s + \rho_s u_s \frac{d\delta}{dz} = \rho_b v_b + \rho_b u_b \frac{d\delta}{dz} = \dot{m}_{arayüzey}'' \quad (2.29)$$

7. Ara yüzeyde sıvı ve buhar tarafı kayma gerilmeleri birbirine eşittir.

$$\mu_s \frac{\partial u_s}{\partial y} = \mu_b \frac{\partial u_b}{\partial y} \quad (2.30)$$

8. Ara yüzeyde ısı akısı

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} = -\dot{m}_{arayüzey}'' i_{sb} \quad (2.31)$$

9. Ara yüzey hız sınır şartı; sıvı ve buhar hızı birbirine eşittir.

$$u_s = u_b \quad (2.32)$$

10. Sıvı ve buhar korunum denklemlerinin yanında her iki faz için kütleli debi toplamının girişteki toplam kütleli debi değerini sağlaması gerekir. Bu sebeple genel kütle korunum denklemi yazılmıştır.

$$\dot{m}_{gir} = \int_0^{\delta} \rho_s u_s dy + \int_{\delta}^R \rho_b u_b dy \quad (2.33)$$

Sınır Şartları

1. Duvar Sınır Şartları

$y=0$ için, $u_s=0$, $v_s=0$, $T_s= T_d$

2. Merkez sınır Şartları

$$y=R \text{ için, } \frac{\partial u_b}{\partial y} = 0, v_b=0,$$

Giriş Sınır Şartları

$$u_b=u_{gir}, v_b=0, T_b=T_{doy}, \delta=0$$

Sonuç olarak 7 adet bilinmeyen ($u_s, u_b, v_s, v_b, T_s, \delta, \frac{\partial P}{\partial z}$) ve 5 adet korunum denklemi elde edilmiştir. Sıvı ve buhar denklemleri birbirlerine bağlı olduğu için ara yüzey için 4 sınır şartı tanımlanmıştır. Bunlara ek olarak duvar ve boru merkez sınır şartları verilmiştir. Denklemlerin çözülebilmesi için bilinmeyen sayısı denklem sayısına eşit olmalıdır. Sıvı filmi kalınlığı, δ ve basınç kaybı $\frac{\partial P}{\partial z}$ için bir denklem tanımlanmamıştır. $\frac{\partial P}{\partial z}$ için Lockhart-Martinelli metodu kullanılmıştır. Sıvı filmi kalınlığı, δ ise başlangıçta tahmin edilmiştir. Bu değere bağlı olarak diğer bilinmeyenler bulunmuştur. Kütlenin korunumu sağlanmamışsa bu tahmin edilen değer değiştirilmiştir. Belli bir hata payı (% 0.01) ile kütlenin korunumunu sağlayan sıvı filmi kalınlığı bulunmuştur.

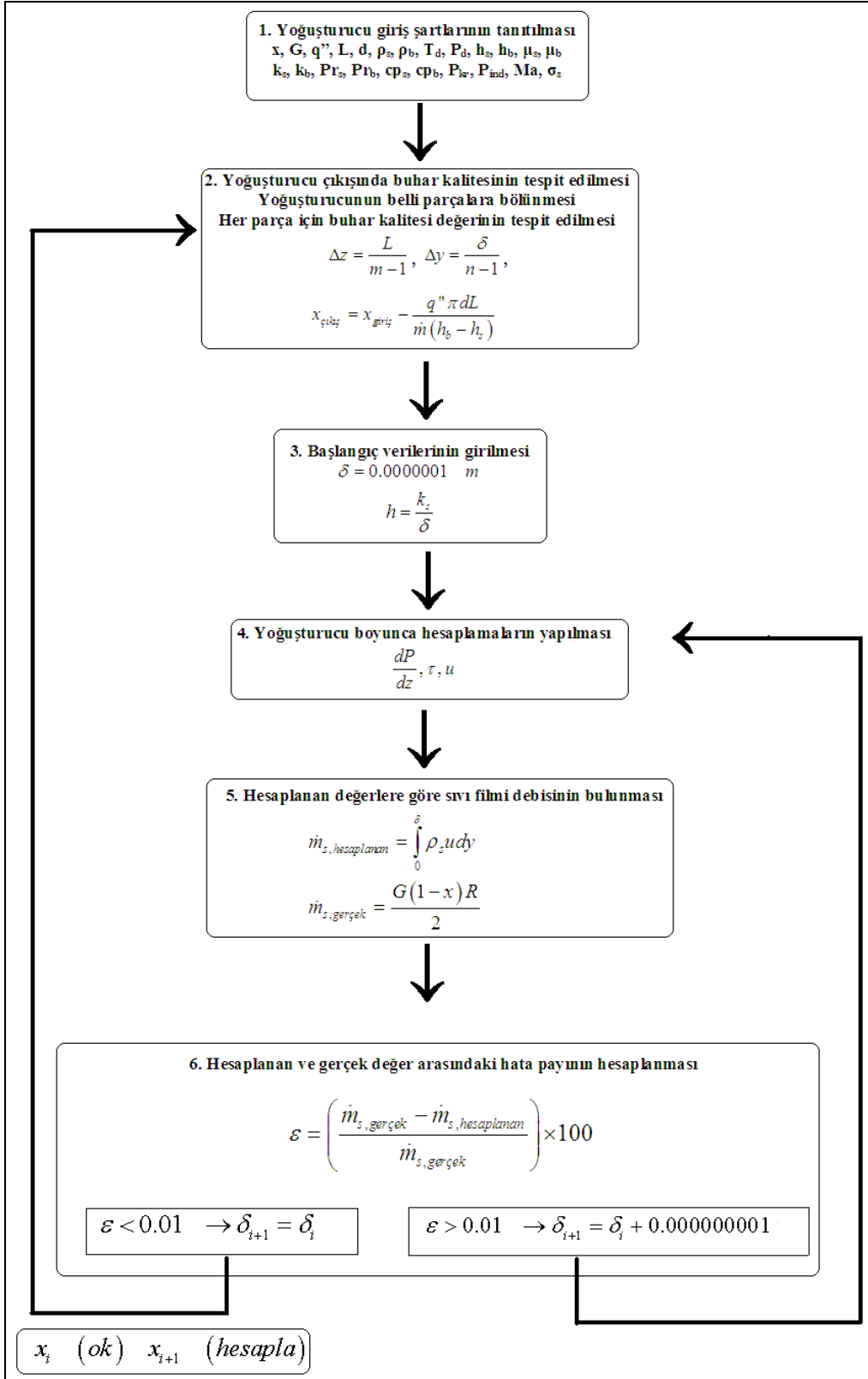
3. SAYISAL ÇÖZÜMLEME

Bu kısımda her iki model için çıkarılan denklemlerin sayısal çözümlemesi verilmiştir. Sayısal çözümleme Matlab programı kullanılarak yapılmıştır. Her iki model için algoritmalar düzenlenmiş ve çözüm yöntemleri belirtilmiştir.

3.1 Bir Boyutlu Yoğuşma Modelinin Sayısal Çözümlemesi

Bir boyutlu yoğuşma modeli ile düşey konumda yer alan yoğuşturucu analizi yapılmaktadır. Bu model ile doymuş buhar veya belli bir buhar kalitesinde yoğuşturucuya giren akışkanın sabit ısı akısı çekilmesi durumunda yoğuşmasını incelemektedir. Yoğuşturucu boyunca buhar kalitesi değişimi doğrusal alınmıştır. Yoğuşturucudan çekilen ısı bilindiğinden çıkış buhar kalitesi hesaplanmıştır. Yoğuşturucu eşit parçalara bölünerek her bir parçada buhar kalitesi değeri bulunmuştur. Buna göre bu her parça için sıvı filmi kalınlığı ve ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Program algoritması Şekil 3.1 de verilmiştir.

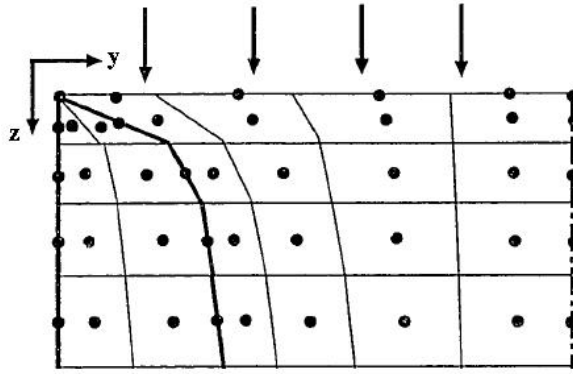
Program algoritması incelendiğinde ilk olarak yoğuşturucu çıkışında buhar kalitesi tespit edilmektedir. Yoğuşturucu boyunca doğrusal buhar kalitesi değişimi olduğu için her bir kontrol hacminde buhar kalitesi değeri bulunmuştur. Her kontrol hacminde başlangıçta tahmin edilen sıvı filmi kalınlığına bağlı olarak basınç kaybı, sıvı filmi içindeki kayma gerilmesi ve hız dağılımları hesaplanmıştır. Hız dağılımına bağlı olarak sıvı filmi debisi bulunmuştur. Buhar kalitesi bilindiğinden gerçek sıvı filmi debisi hesaplanabilmektedir. Bilinen bu debiye bağlı olarak hız dağılımından elde edilen debi hata payı hesaplanmıştır. Eğer hata payı % 0.01 in üstündeyse yeni bir sıvı filmi kalınlığı değeri için yukardaki işlemler tekrarlanır. Eğer bu hata payı % 0.01 in altında ise sonuçlar yazdırılmıştır. Bu program içinde hata payı küçük tutularak algoritmanın yakınsaması sağlanmıştır.



Şekil 3.1: Bir boyutlu yoğuşma modeli algoritması.

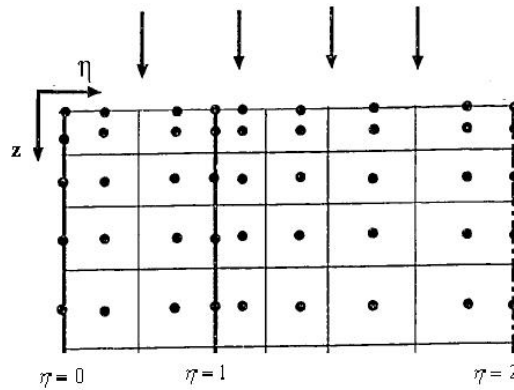
3.2 İki Boyutlu Yoğuşma Modelinin Sayısal Çözümlemesi

İki boyutlu yoğuşma modeli sonucu elde edilen denklemler sayısal çözülmüştür. Denklemlerde kısmi diferansiyel ifadeler yer aldığı için sayısal çözümlemede ayrıklaştırma işlemi uygulanmıştır. Fakat boru boyunca sıvı filmi düzgün geometriye sahip değildir. Şekil 3.2’de sıvı filmi ve buhar tarafı sayısal çözümleme noktaları gösterilmiştir. y ve z doğrultusunda eşit nokta sayısı tanımlandığında y doğrultusunda tanımlanan noktalar arasındaki mesafe her bir z bölmesi için farklı değer almaktadır. Bunun sebebi z doğrultusunda sıvı filmi kalınlığının değişmesidir.



Şekil 3.2: Sıvı filmi ve buhar tarafı sayısal çözümleme noktaları.

Sayısal çözümleme yapabilmek için fiziksel alan sayısal alana dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu sayede z doğrultusunda alınan her bir kesit eşit sayıda nokta içerecektir ve bu noktalar arası mesafe sabit kalacaktır. Şekil 3.3’te sayısal alan içinde çözümleme noktaları gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Sayısal alan içinde çözümleme noktaları.

Sayısal alanın elde edilmesi için koordinat dönüşümü yapılması gerekmektedir. Yapılan koordinat dönüşümü aşağıda verilmiştir.

$$z = z \quad , \quad z \geq 0 \quad (3.1)$$

$$\eta = \frac{y}{\delta} \quad , \quad 0 \leq y \leq \delta \quad (3.2)$$

$$\eta = \frac{y-\delta}{R-\delta} + 1 \quad , \quad \delta \leq y \leq R \quad (3.3)$$

Fiziksel alan için geçerli olan korunum denklemlerinin sayısal alanda kullanılabilmesi için bu dönüşümün denklemlere uygulanması gerekmektedir. Denklemlerde yer alan türev ifadeleri aşağıdaki dönüşümler ile yeniden düzenlenmiştir.

Sıvı tarafı için ($0 \leq y \leq \delta$);

$$\frac{\partial(\quad)}{\partial z} = \frac{\partial(\quad)}{\partial z} - \frac{\eta}{\delta} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(\quad)}{\partial \eta} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\quad)}{\partial y} = \frac{1}{\delta} \frac{\partial(\quad)}{\partial \eta} \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial^2(\quad)}{\partial y^2} = \frac{1}{\delta^2} \frac{\partial^2(\quad)}{\partial \eta^2} \quad (3.6)$$

Buhar tarafı için ($\delta \leq y \leq R$);

$$\frac{\partial(\quad)}{\partial z} = \frac{\partial(\quad)}{\partial z} - \frac{2-\eta}{R-\delta} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(\quad)}{\partial \eta} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\quad)}{\partial y} = \frac{1}{R-\delta} \frac{\partial(\quad)}{\partial \eta} \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial^2(\quad)}{\partial y^2} = \frac{1}{(R-\delta)^2} \frac{\partial^2(\quad)}{\partial \eta^2} \quad (3.9)$$

Koordinat dönüşümü sonucu elde edilen korunum denklemleri;

1. Sıvı tarafı için süreklilik denklemi

$$\frac{\partial(v_s)}{\partial \eta} + \delta \frac{\partial(u_s)}{\partial z} - \frac{\eta}{\delta} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(u_s)}{\partial \eta} = 0 \quad (3.10)$$

2. Buhar tarafı için süreklilik denklemi

$$\frac{1}{(R-\delta)} \frac{\partial(v_b)}{\partial \eta} + \frac{\partial(u_b)}{\partial z} - \frac{2-\eta}{R-\delta} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(u_b)}{\partial \eta} = 0 \quad (3.11)$$

3. Sıvı tarafı için momentum denklemi

$$\frac{\partial(v_s u_s)}{\partial \eta} + \delta \frac{\partial(u_s u_s)}{\partial z} - \eta \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(u_s u_s)}{\partial \eta} = \frac{\mu_s}{\rho_s} \left(\frac{1}{\delta} \frac{\partial^2 u_s}{\partial \eta^2} \right) + g_z - \frac{1}{\rho_s} \frac{dP}{dz} \quad (3.12)$$

4. Buhar tarafı için momentum denklemi

$$\frac{1}{(R-\delta)} \frac{\partial(v_b u_b)}{\partial \eta} + \frac{\partial(u_b u_b)}{\partial z} - \frac{(2-\eta)}{(R-\delta)} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial(u_b u_b)}{\partial \eta} = \frac{\mu_b}{\rho_b} \left(\frac{1}{(R-\delta)^2} \frac{\partial^2 u_b}{\partial \eta^2} \right) + g_z - \frac{1}{\rho_b} \frac{dP}{dz} \quad (3.13)$$

5. Sıvı tarafı için enerji denklemi

$$v_s \frac{1}{\delta} \frac{\partial T_s}{\partial \eta} + u_s \frac{\partial T_s}{\partial z} - u_s \frac{\eta}{\delta} \frac{d\delta}{dz} \frac{\partial T_s}{\partial \eta} = \frac{k_s}{\rho_s c_{ps}} \frac{1}{\delta^2} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial \eta^2} \right) \quad (3.14)$$

Ara yüzey denklemleri ($y=\delta$)

6. Ara yüzeyde yoğuşan kütle akı miktarı

$$\rho_s v_s + \rho_s u_s \eta \frac{d\delta}{dz} = \rho_b v_b + \rho_b u_b (2-\eta) \frac{d\delta}{dz} = \dot{m}_{arayüzey}'' \quad (3.15)$$

7. Ara yüzeyde sıvı ve buhar tarafı kayma gerilmeleri

$$\mu_s \frac{1}{\delta} \frac{\partial u_s}{\partial \eta} = \mu_b \frac{1}{(R-\delta)} \frac{\partial u_b}{\partial \eta} \quad (3.16)$$

8. Ara yüzeyde ısı akısı

$$k_s \frac{1}{\delta} \frac{\partial T_s}{\partial \eta} = -\dot{m}_{arayüzey}'' i_{sb} \quad (3.17)$$

9. Ara yüzey hız sınır şartı

$$u_s = u_b \quad (3.18)$$

10. Toplam kütle akı

$$\dot{m}_{gir} = \int_0^1 \rho_s u_s \delta d\eta + \int_1^2 \rho_b u_b (R-\delta) d\eta \quad (3.19)$$

3.2.1 İki boyutlu yoğuşma modeli denklemlerin ayrıklaştırılması

Sonuç olarak koordinat dönüşümü yapılarak elde edilen korunum denklemleri sonlu farklar yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır.

1. Sıvı tarafı için süreklilik denklemi

$$\frac{v_s(i,j)-v_s(i-1,j)}{\Delta\eta} = -\delta(j) \left[\frac{u_s(i,j)-u_s(i,j-1)}{\Delta z} \right] \quad (3.20)$$

$$+\eta \left[\frac{\delta(j)-\delta(j-1)}{\Delta z} \right] \left[\frac{u_s(i,j)-u_s(i-1,j)}{\Delta\eta} \right]$$

2. Buhar tarafı için süreklilik denklemi

$$\left[\frac{1}{(R-\delta(j))} \right] \left[\frac{v_b(i,j)-v_b(i-1,j)}{\Delta\eta} \right] + \left[\frac{u_b(i,j)-u_b(i,j-1)}{\Delta z} \right] \quad (3.21)$$

$$- \left[\frac{2-\eta}{R-\delta(j)} \right] \left[\frac{\delta(j)-\delta(j-1)}{\Delta z} \right] \left[\frac{u_b(i,j)-u_b(i-1,j)}{\Delta\eta} \right] = 0$$

3. Sıvı tarafı için momentum denklemi

$$\left[\frac{u_s(i+1,j)v_s(i+1,j)-u_s(i-1,j)v_s(i-1,j)}{2\Delta\eta} \right] + \delta(j) \left[\frac{u_s^2(i,j+1)-u_s^2(i,j-1)}{2\Delta z} \right] \quad (3.22)$$

$$-\eta \left[\frac{\delta(j+1)-\delta(j-1)}{2\Delta z} \right] \left[\frac{u_s^2(i+1,j)-u_s^2(i-1,j)}{2\Delta\eta} \right]$$

$$= v_s \frac{1}{\delta(j)} \left[\frac{u_s(i+1,j)-2u_s(i,j)+u_s(i-1,j)}{\Delta\eta^2} \right] + g_z - \frac{1}{\rho_s} \frac{dP}{dz}$$

4. Buhar tarafı için momentum denklemi

$$\left[\frac{1}{R-\delta(j)} \right] \left[\frac{u_b(i+1,j)v_b(i+1,j)-u_b(i-1,j)v_b(i-1,j)}{2\Delta\eta} \right] + \left[\frac{u_b^2(i,j+1)-u_b^2(i,j-1)}{2\Delta z} \right] \quad (3.23)$$

$$- \left[\frac{2-\eta}{R-\delta(j)} \right] \left[\frac{\delta(j+1)-\delta(j-1)}{2\Delta z} \right] \left[\frac{u_b^2(i+1,j)-u_b^2(i-1,j)}{2\Delta\eta} \right]$$

$$= v_b \left[\frac{1}{(R-\delta(j))^2} \right] \left[\frac{u_b(i+1,j)-2u_b(i,j)+u_b(i-1,j)}{\Delta\eta^2} \right] + g_z - \frac{1}{\rho_b} \frac{dP}{dz}$$

5. Sıvı tarafı için enerji denklemi

$$\begin{aligned}
 v_s(i, j) \frac{1}{\delta(j)} \left[\frac{T_s(i+1, j) - T_s(i-1, j)}{2\Delta\eta} \right] + u_s(i, j) \left[\frac{T_s(i, j+1) - T_s(i, j-1)}{2\Delta z} \right] \\
 - u_s(i, j) \frac{\eta}{\delta(j)} \left[\frac{\delta(j+1) - \delta(j-1)}{2\Delta z} \right] \left[\frac{T_s(i+1, j) - T_s(i-1, j)}{2\Delta\eta} \right] \\
 = \frac{k_s}{\rho_s c_{ps}} \frac{1}{\delta(j)^2} \left[\frac{T_s(i+1, j) - 2T_s(i, j) + T_s(i-1, j)}{\Delta\eta^2} \right]
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Ara yüzey denklemleri ($y=\delta$)

6. Ara yüzeyde yoğunlaşan kütle akı miktarı

$$v_s(i, j) = \frac{m''_{arayüzey}(j)}{\rho_s} - \eta u_s(i, j) \left[\frac{\delta(j+1) - \delta(j-1)}{2\Delta z} \right] \tag{3.25}$$

$$v_b(i, j) = \frac{m''_{arayüzey}(j)}{\rho_b} - (2 - \eta) u_b(i, j) \left[\frac{\delta(j+1) - \delta(j-1)}{2\Delta z} \right] \tag{3.26}$$

7. Ara yüzeyde sıvı ve buhar tarafı kayma gerilmeleri

$$\begin{aligned}
 \mu_s \frac{1}{\delta(j)} \left[\frac{-3u_s(i, j) + 4u_s(i-1, j) - u_s(i-2, j)}{2\Delta\eta} \right] \\
 = \mu_b \frac{1}{(R - \delta(j))} \left[\frac{-3u_b(i, j) + 4u_b(i+1, j) - u_b(i+2, j)}{2\Delta\eta} \right]
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

8. Ara yüzeyde ısı akısı

$$k_s \frac{1}{\delta(j)} \left[\frac{-3T_s(i, j) + 4T_s(i-1, j) - T_s(i-2, j)}{2\Delta\eta} \right] = -m''_{arayüzey}(j) i_{sb} \tag{3.28}$$

9. Ara yüzey hız sınır şartı

$$u_s(i, j) = u_b(i, j) \tag{3.29}$$

10. Toplam kütleli debi

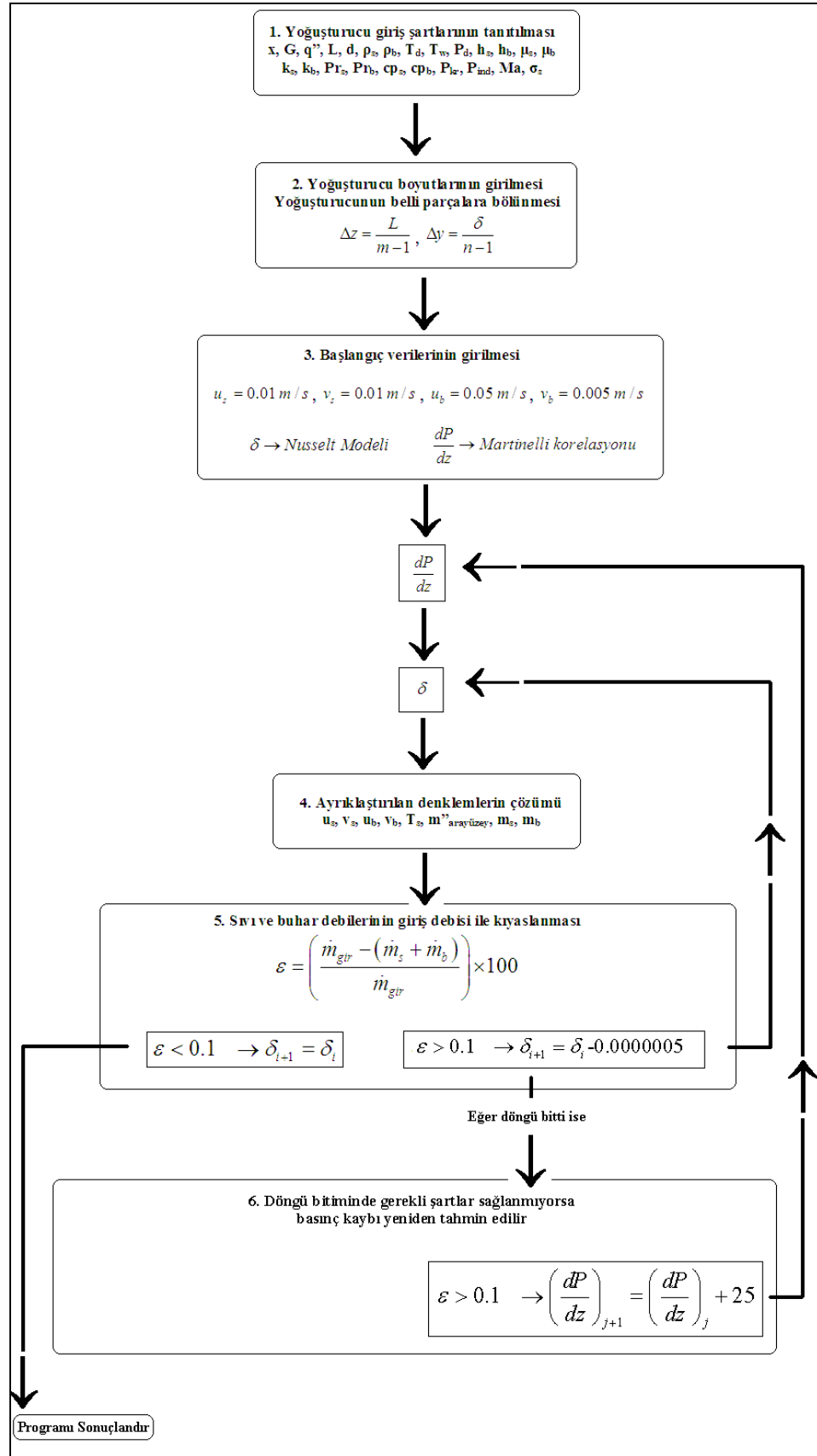
Toplam kütleli debide yer alan integral ifadeleri Trapezoidal kuralı kullanılarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$\begin{aligned} \dot{m}_{gir} = & \frac{2\pi R \rho_s \delta(j)}{n} \left[u_s(1, j) + u_s(n/2, j) + 2 \sum_2^{n/2-1} u_s(i, j) \right] \\ & + \frac{2\pi R \rho_b [R - \delta(j)]}{n} \left[u_b(n/2, j) + u_b(n, j) + 2 \sum_{n/2}^{n-1} u_b(i, j) \right] \end{aligned} \quad (3.30)$$

Burada “n” y doğrultusundaki nokta sayısını belirtmektedir. Koordinat dönüşümü sonucu sıvı ve buhar tarafı “n/2” noktaya bölünmüştür.

Sonuç olarak düşey boru z doğrultusunda segmentlere ayrılmıştır. Her bir segment için toplam kütleli debi hesaplanmıştır. Toplam kütleli debinin giriş kütleli debisini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Bunun için programa belli bir hata değeri (%0.1) atanmıştır. Bu hata değerinin altında elde edilen sonuçlarda program döngüsü durdurulmuştur. Şekil 3.4 de oluşturulan modelin algoritması verilmiştir. Elde edilen denklemler ile sıvı filmi kalınlığı ve basınç gradyeni bilinmeyen sayısı denklem sayısından fazla olduğu için doğrudan hesaplanamamaktadır. Bunlar oluşturulan içiçe iki döngü ile denenerak tespit edilmiştir. Basınç gradyeni başlangıç değeri Martinelli korelasyonu ile bulunmuştur. Bu değer ile ilk döngü başlatılmıştır. İkinci döngü sıvı filmi kalınlığı için oluşturulmuştur. Eğer ilk başlangıç basınç gradyenine göre istenilen sonuçlar elde edilememiş ise yeni bir basınç gradyeni ile sıvı filmi kalınlığı tespit edilmeye çalışılmıştır. İstenilen şartlar sağlandığında program sonlandırılıp boru boyunca sıvı filmi kalınlığının değişimi ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı bulunmuştur.

Denklemler ayrıklaştırılırken merkezi sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır ve explicit çözüm ağı oluşturulmuştur. Program içinde gerekli olan integral hesapları Trapezoidal kuralı kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.4: İki boyutlu yoğuşma modeli program algoritması.

4. MODELLERİN GEÇERLİLİĞİNİN İRDELENMESİ

4.1 Modellerin Geçerliliğinin İrdelenmesinde Kullanılan Deneysel Veriler

Bu çalışma kapsamında düşey, düz boruda laminar sıvı filmi yoğuşmasını esas alan iki model oluşturulmuştur. Bu modeller matlab programı kullanılarak sayısal olarak çözdürülmüştür. Her bir model boru boyunca yoğuşma esnasında oluşan sıvı filmi kalınlığını, yerel ısı taşınım katsayısını ve basınç kaybını hesaplamaktadır. Elde edilen bu sonuçlar literatürde yer alan bazı deneysel verilerle kıyaslanmıştır. Geliştirilen modelin geçerliliğinin irdelenmesinde kullanılan deneysel veriler aşağıda sıralanmaktadır:

1. Jonathan A. Olivier ve diğerleri (2007) düz ve mikro-kanatlı düşey boruda soğutucu akışkanlar R22, R407C ve R134a'nın yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini ve basınç kaybını deneysel olarak incelemiştir. Test borusu iç çapı 8.11 mm'dir. Deneyler ortalama 40 °C doyma sıcaklığında ve 400, 600, 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde yapılmıştır.
2. Ravi Kumar ve diğerleri (2007) mikro-kanatlı boruda soğutucu akışkan R134a'nın yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini farklı test borusu eğim açıları deneysel olarak incelemiştir. Test borusu iç çapı 8.92 mm'dir. Deneyler ortalama 26 °C doyma sıcaklığında ve 54, 81, 107 kg/m²s kütleli akı değerlerinde yapılmıştır. Oluşturulan modeller ile kıyaslamak için sadece düşey konumda elde edilen ısı taşınım katsayısı verileri kullanılmıştır.
3. Goodykoontz ve diğerleri (1966) 5/8" (15.875 mm) çapında düşey düz boruda su buharının yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini incelemiştir. Deneyler 114 °C doyma sıcaklığında ve 21, 54, 74.5 kg/m²s kütleli akı değerlerinde yapılmıştır. Bu araştırmacıların deneylerde kullanmış oldukları test borusuna ait özellikler Çizelge 4.1 de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Test borularına ait özellikler.

Araştırmacı	Jonathan A. O.	Kumar R.	Goodykoontz J.H.
Boru Tipi	Düz	Yivli	Düz
Dış Çap (mm)	9.52	9.52	17.4
İç Çap (mm)	8.11	8.92	15.9
Helix Açısı (°)	x	15	x
Apex Açısı (°)	x	25	x
Kanat Sayısı	x	55	x
Kanat Taban Kalınlığı (mm)	x	1.672	x

Elde edilen model sonuçları bu araştırmacıların yapmış oldukları deneyler ile kıyaslanmıştır. Çizelge 4.2 de kullanılan deneylere ait parametreler verilmiştir.

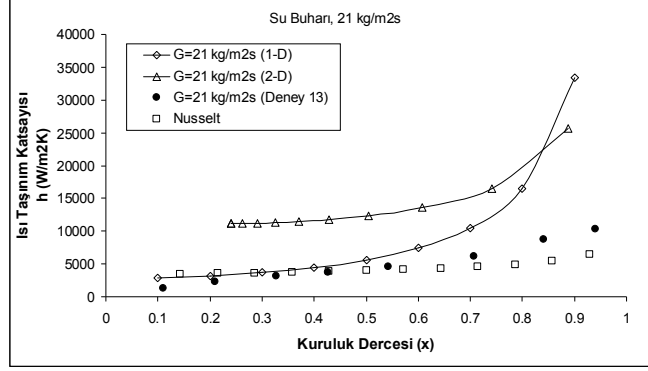
Çizelge 4.2 : Literatürden alınan deney verilerine ait deneysel parametreler.

	Araştırmacı	Soğutucu Akışkan	Boru Tipi	Boru Çapı (mm)	Kütleli Akı (kg/m ² s)	Sıcaklık (°C)
Deney 1	Jonathan A. O.	R22	Düz	8.11	400	40
Deney 2	Jonathan A. O.	R22	Düz	8.11	600	40
Deney 3	Jonathan A. O.	R22	Düz	8.11	800	40
Deney 4	Jonathan A. O.	R134a	Düz	8.11	400	40
Deney 5	Jonathan A. O.	R134a	Düz	8.11	600	40
Deney 6	Jonathan A. O.	R134a	Düz	8.11	800	40
Deney 7	Jonathan A. O.	R407C	Düz	8.11	400	40
Deney 8	Jonathan A. O.	R407C	Düz	8.11	600	40
Deney 9	Jonathan A. O.	R407C	Düz	8.11	800	40
Deney 10	Kumar R.	R134a	Yivli	8.92	54	26
Deney 11	Kumar R.	R134a	Yivli	8.92	81	26
Deney 12	Kumar R.	R134a	Yivli	8.92	107	26
Deney 13	Goodykoontz J.H.	Su	Düz	15.9	21	114
Deney 14	Goodykoontz J.H.	Su	Düz	15.9	54	114
Deney 15	Goodykoontz J.H.	Su	Düz	15.9	74.5	114

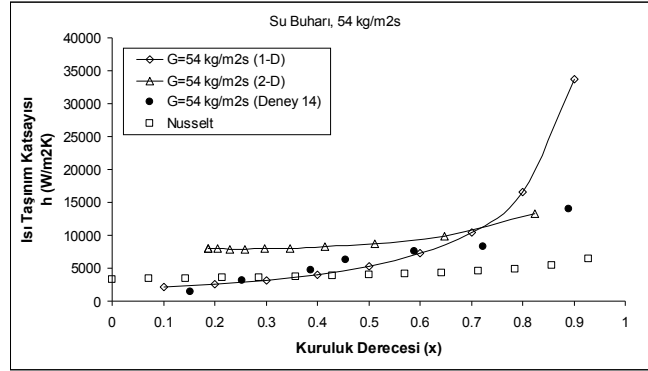
4.2 Tek ve İki Boyutlu Model Sonuçlarının Deneysel Verilerle Karşılaştırılması

Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3’de su buharı için ısı taşınım katsayısının tek ve iki boyutlu model simülasyon sonuçları, deneysel olarak ölçülen sıcaklık ve ısı akısı değerleri kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri ile 15.875 mm çapında boru içinde 21, 54 ve 74.5 kg/m²s kütleli akı değerlerinde kıyaslanması verilmiştir. Deneylerde kullanılan akışkan su buharı olup, kütleli akı değerleri oldukça düşüktür. Sonuçlar incelendiğinde deney verileri ile model sonuçları düşük kütleli akı değerinde tek boyutlu model sonuçları deneysel verilerle örtüşmekte, kütleli akı değeri yükseldikçe iki boyutlu model sonuçları daha iyi sonuçlar vermektedir. Kütleli akının 74,5 kg/m²s olan değeri için ise düşük kuruluk derecelerinde tek boyutlu model sonuçları deneysel verilerle örtüşürken kuruluk derecesi büyüdükçe iki boyutlu model daha iyi sonuçlar vermektedir. Bunun nedeni iki boyutlu model

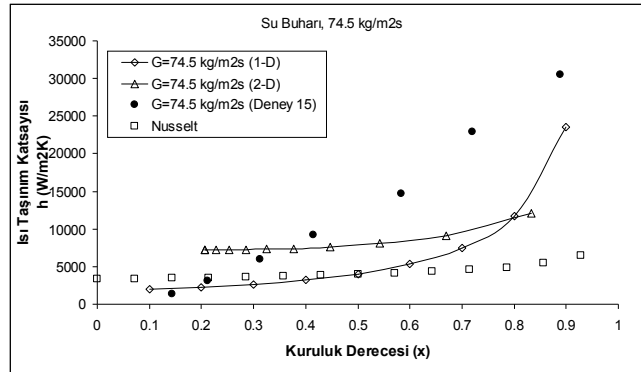
fazları ayrı ayrı ele aldığı için düşük kuruluk derecelerinde fazlar arasındaki etkileşimi ve kuvvet dengesini daha iyi hesaplayabilmesidir. Yoğuşan sıvı miktarı arttıkça ortalama değerler üzerinden yapılan tek boyutlu model de doğru sonuçlar verebilmektedir. Ayrıca bir boyutlu model Nusselt modeline iki boyutlu modele göre daha yakın sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.1: Model sonuçlarının 13 no'lu deney ile kıyaslanması.



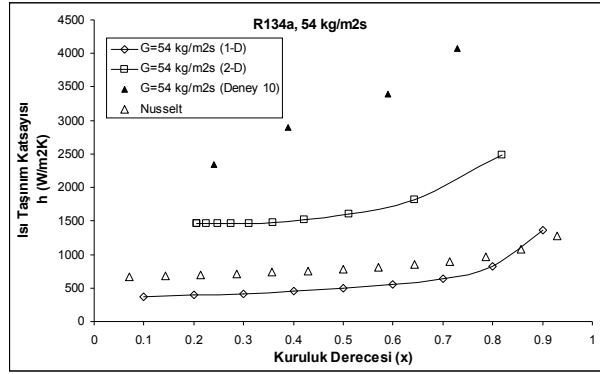
Şekil 4.2: Model sonuçlarının 14 no'lu deney ile kıyaslanması.



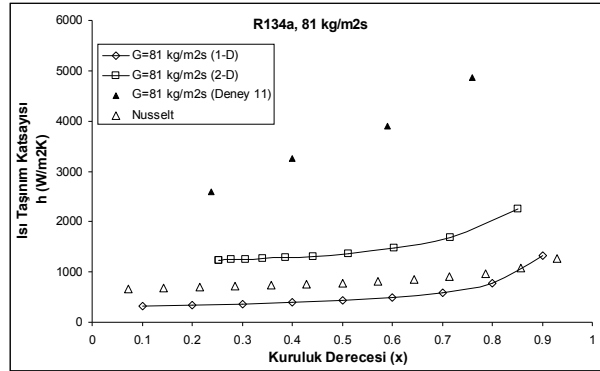
Şekil 4.3: Model sonuçlarının 15 no'lu deney ile kıyaslanması.

Şekil 4.4, 4.5 ve 4.6'da soğutucu akışkan R-134 a kullanılarak içi yivli borularda yapılan yoğuşma deneysel verileri model simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle benzer bir

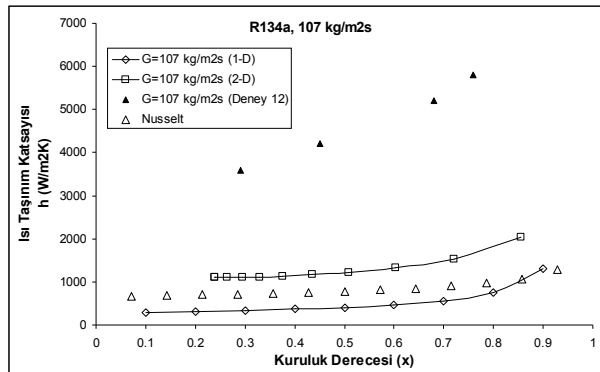
değişim gösterdiği, iki boyutlu modelin daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Deneysel verilerle model sonuçları arasındaki fark yazarın deneysel verilerle ilgili verdiği $\pm \% 20$ hata aralığı da göz önüne alındığında $\% 30$ civarındadır. Bu hata payının içinde deneysel verilerin yivli boruya ait olmasından kaynaklanan etkenler mevcuttur. Ayrıca iki boyutlu model deney verilerine daha yakın sonuçlar verirken, bir boyutlu model Nusselt modeline yakın sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.4: Model sonuçlarının 10 no'lu deney ile kıyaslanması.



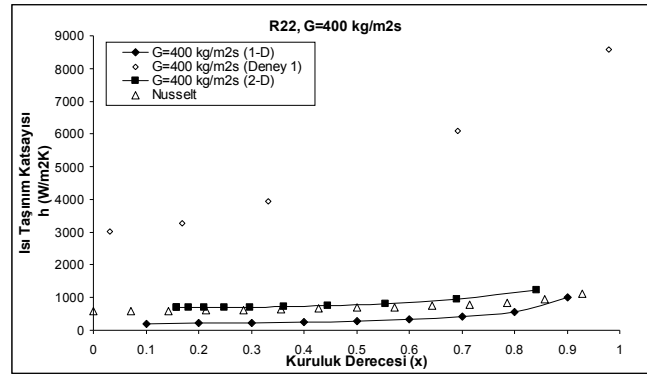
Şekil 4.5: Model sonuçlarının 11 no'lu deney ile kıyaslanması.



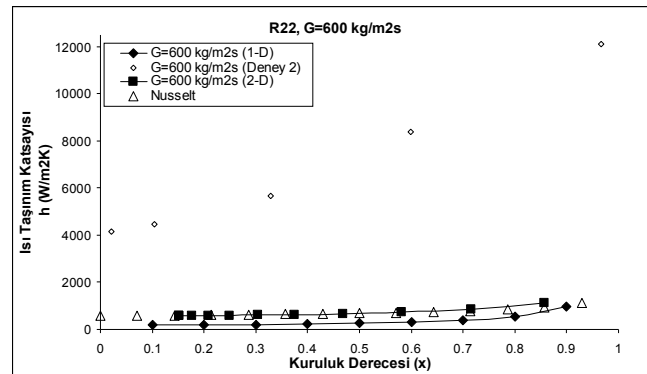
Şekil 4.6: Model sonuçlarının 12 no'lu deney ile kıyaslanması.

Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9'da R22 soğutucu akışkanının ısı taşınım katsayısının tek ve iki boyutlu model simülasyon sonuçları, deneysel olarak ölçülen sıcaklık ve ısı akısı değerleri kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri ile kıyaslanması

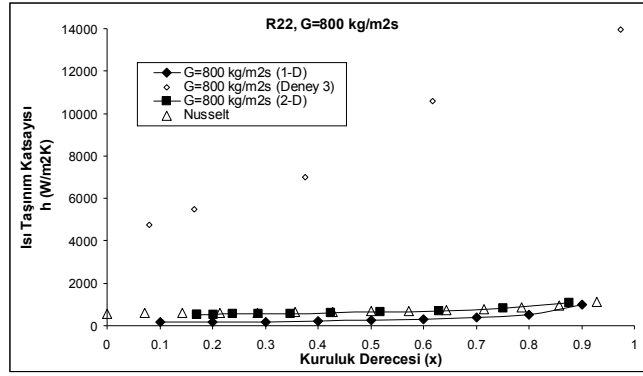
verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde deney verileri ile model sonuçları arasında oldukça büyük farklılıklar olduğu gözlenmektedir. Bunun nedeni deneylerin yapıldığı kütleli akış değerlerinin büyük aralıkla türbülanslı akış bölgesine girmesi, ancak geliştirilen modellerde daha ziyade laminar akışın ön planda olmasıdır. Geliştirilen iki modelden iki boyutlu modelin fazların ortalama termofiziksel değerleri üzerinden hesaplayan tek boyutlu modele göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Debinin artmasıyla birlikte her iki modelde Nusselt modeline oldukça yakın sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.7: Model sonuçlarının 1 no'lu deney yüksek kütleli akılardaki değişimi ile kıyaslanması.



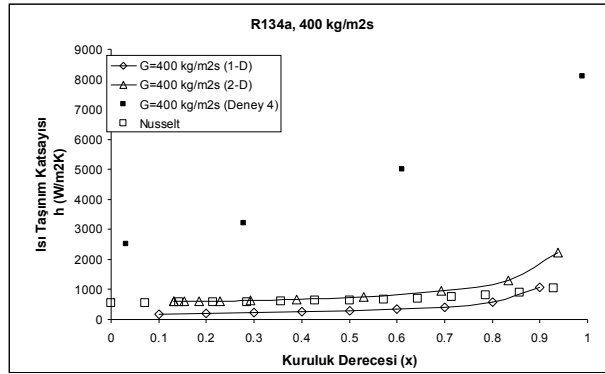
Şekil 4.8: Model sonuçlarının 2 no'lu deney ile kıyaslanması.



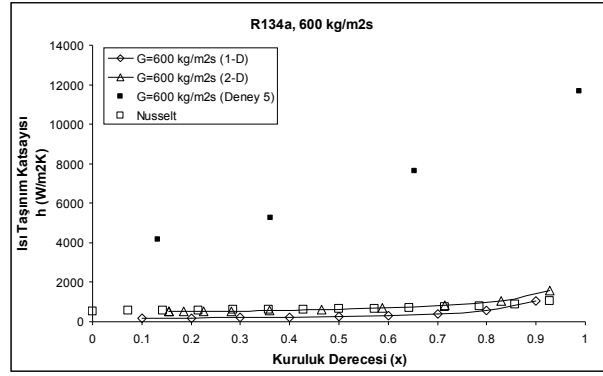
Şekil 4.9: Model sonuçlarının 3 no’lu deney ile kıyaslanması.

İkinci olarak R134a soğutucu akışkanı için 8.11 mm çapında boru içinde 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde model sonuçları elde edilmiştir ve deney verileri ile kıyaslanmıştır.

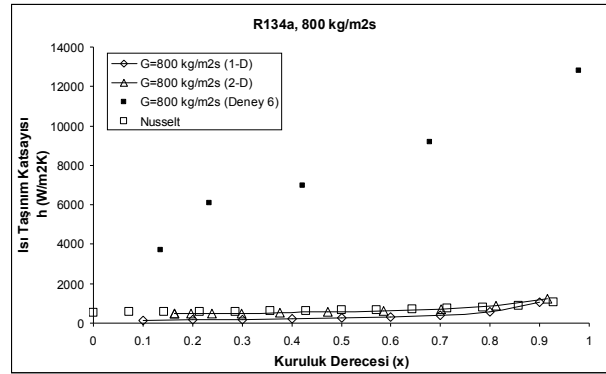
Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12’de model sonuçlarının deney verileri ile kıyaslanması verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde deney verileri ile model sonuçları çok farklı çıkmıştır. Bunun nedeni belirtilen kütleli akı değerlerinde türbülanslı akış görülmesidir. İki boyutlu model bir boyutlu modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Her iki modelinde Nusselt modeline yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 4.10: Model sonuçlarının 4 no’lu deney ile kıyaslanması.

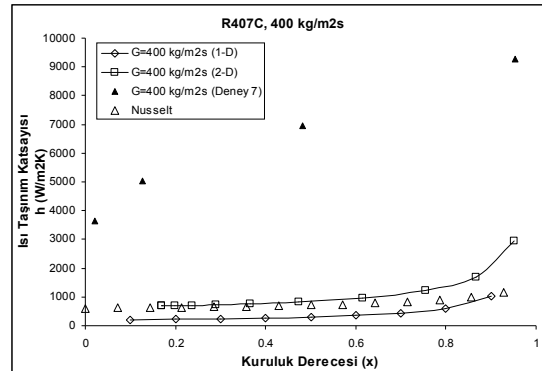


Şekil 4.11: Model sonuçlarının 5 no'lu deney ile kıyaslanması.

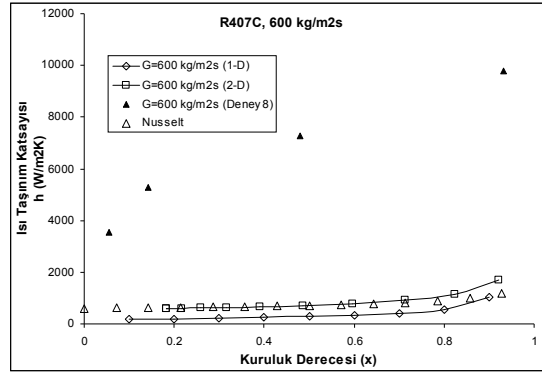


Şekil 4.12: Model sonuçlarının 6 no'lu deney ile kıyaslanması.

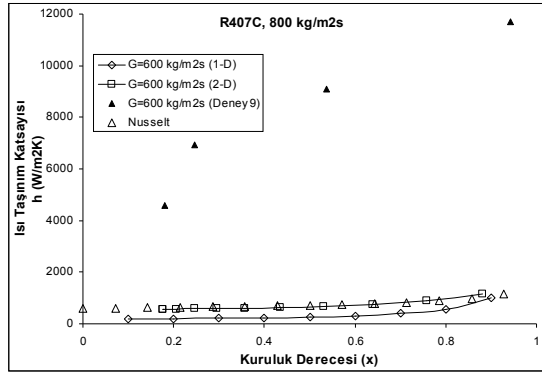
Şekil 4.13, 4.14 ve 4.15'de R407C soğutucu akışkanının model sonuçlarının deney verileri ile kıyaslanması verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde deney verileri ile model sonuçları çok farklı çıkmıştır. Bunun nedeni belirtilen kütleli akı değerlerinde türbülanslı akış görülmesidir. İki boyutlu model bir boyutlu modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Bu karşılaştırmalarda da yüksek debilerde deneysel verilerden farklı çıkan model sonuçlarının Nusselt modeliyle örtüşen sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13: Model sonuçlarının 7 no'lu deney ile kıyaslanması.



Şekil 4.14: Model sonuçlarının 8 no'lu deney ile kıyaslanması.



Şekil 4.15: Model sonuçlarının 9 no'lu deney ile kıyaslanması.

Sonuç olarak;

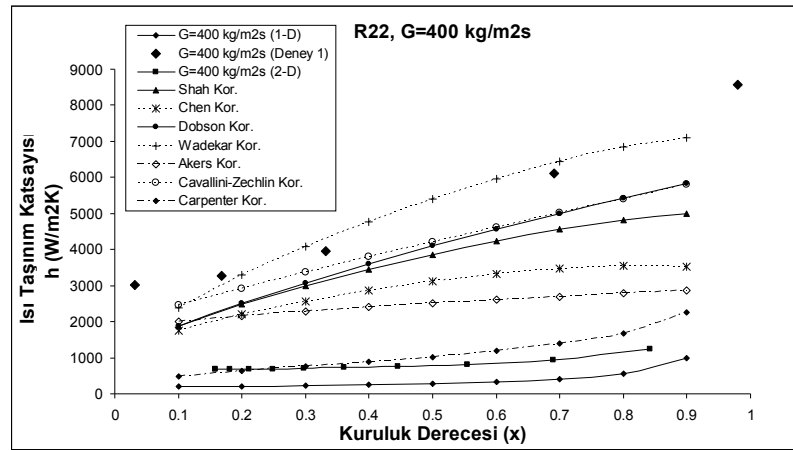
1. Boru çapı 8-9 mm olduğunda iki boyutlu model bir boyutlu modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir.
2. Boru çapı 15.875 mm de bir boyutlu model düşük buhar kalitesi değerlerinde (0.1-0.4) deney verilerine çok yakın değerler bulmuştur.
3. Deney verileri incelendiğinde kütleli akının artışı ısı taşıma katsayısını artırmaktadır. Her iki model ise artan kütleli akıda ısı taşıma katsayısını azaltmaktadır. Bir boyutlu modelde ısı taşıma katsayısı $h=k/\delta$ şeklinde hesaplanmaktadır. δ 'nın artması ısı taşıma katsayısını düşürmektedir.
4. İki boyutlu modelde elde edilen sıvı filmi kalınlığı bir boyutlu modele göre daha yüksektir.
5. Modelde test edilen akışkanlar incelendiğinde, her iki model soğutucu akışkanlar R22, R134a ve R407C de benzer sonuçlar üretirken, su buharında her iki model sonuçları farklılık göstermiştir. Burada özellikle boru çapının artması, su buharı termodinamik özelliklerinin diğer soğutucu akışkanlardan çok farklı olması etkili

olmaktadır. Örneğin 26 °C de R134a sıvı yoğunluğu 1203 kg/m³ buhar yoğunluğu ise 33 kg/m³ tür. 102 °C de su ise 956 kg/m³ sıvı yoğunluğuna ve 0.64 kg/m³ buhar yoğunluğuna sahiptir. Su buhar yoğunluğunun çok düşük olması buhar hızını artırmakta ve sıvı buhar ara yüzeyinin etkisini artırmaktadır.

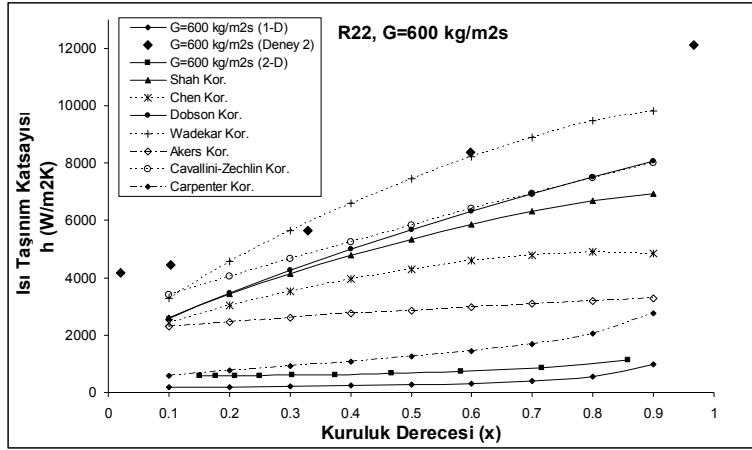
4.3 Model sonuçlarının Korelasyonlar ile kıyaslanması

Oluşturulan modellerden elde edilen sonuçlar deney verilerinin yanı sıra bir çok iki fazlı akış korelasyonu ile de kıyaslanmıştır. Korelasyonlar seçilirken oluşturulma türüne göre çeşitliliği esas alınmıştır. İki fazlı akış çarpanını temel alan Shah, Chen, Dobson ve Wadekar korelasyonları, eşdeğer sıvı akışını esas alan Akers ve Cavallini-Zecchin korelasyonları, kayma gerilmesi odaklı Carpenter korelasyonu seçilmiştir. Bir önceki bölümde kullanılan deney verilerine bağlı olarak korelasyon sonuçları alınmıştır.

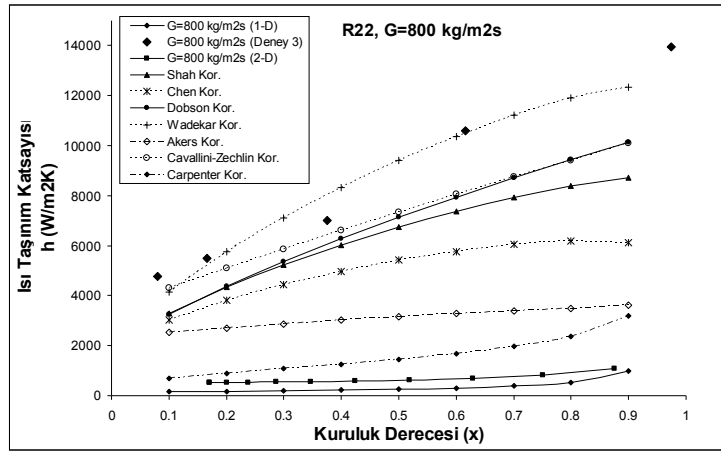
Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18’de R22 soğutucu akışkanının 8.11 mm çapında düşey düz boruda 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde yoğuşması esnasında deneysel olarak ölçülen ısı taşınım katsayılarının yukarıda belirtilen korelasyonlar ve bu tez kapsamında oluşturulan modeller ile kıyaslanması verilmiştir.



Şekil 4.16: R22 korelasyon sonuçları (G=400 kg/m²s).



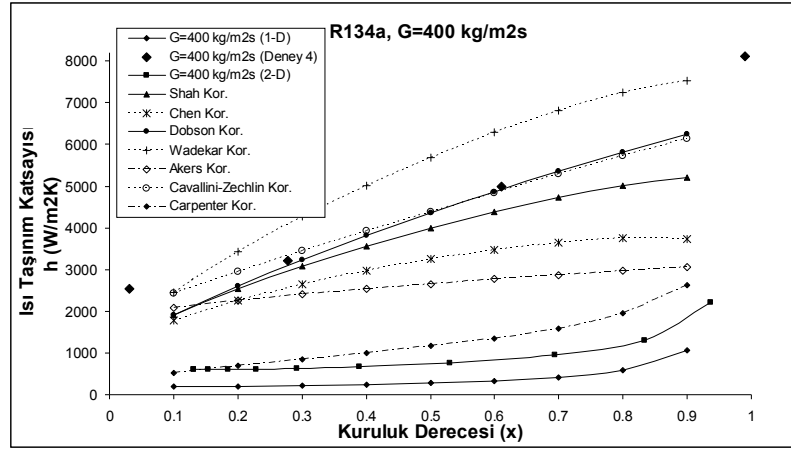
Şekil 4.17: R22 korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



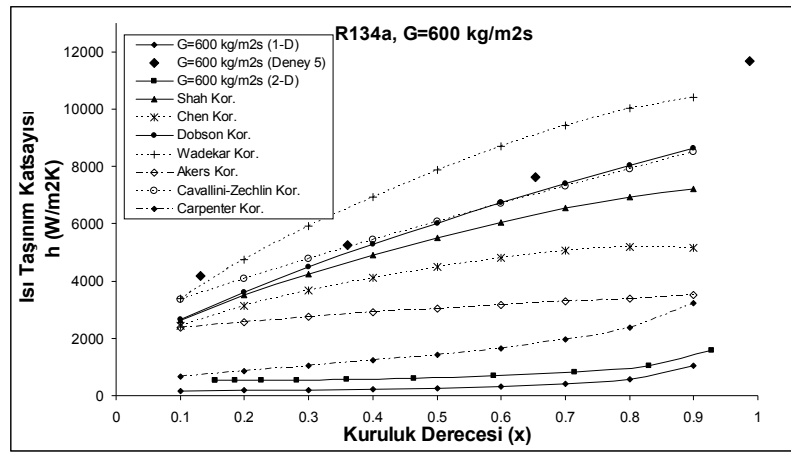
Şekil 4.18: R22 korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18 incelendiğinde en iyi sonuçlar Wadekar korelasyonundan elde edilmiştir.

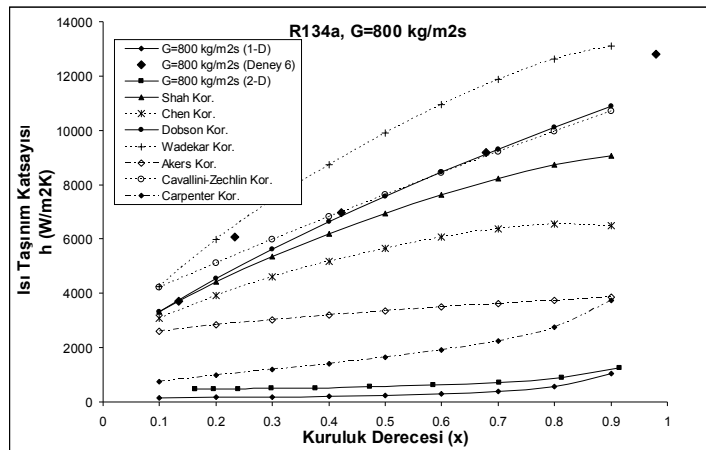
Şekil 4.19, 4.20 ve 4.21’de R134a soğutucu akışkanının 8.11 mm çapında düşey düz boruda 400, 600 ve 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerlerinde yoğuşması esnasında deneysel olarak ölçülen ısı taşınım katsayılarının yukarıda belirtilen korelasyonlar ve bu tez kapsamında oluşturulan modeller ile kıyaslanması verilmiştir.



Şekil 4.19: R134a korelasyon sonuçları ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



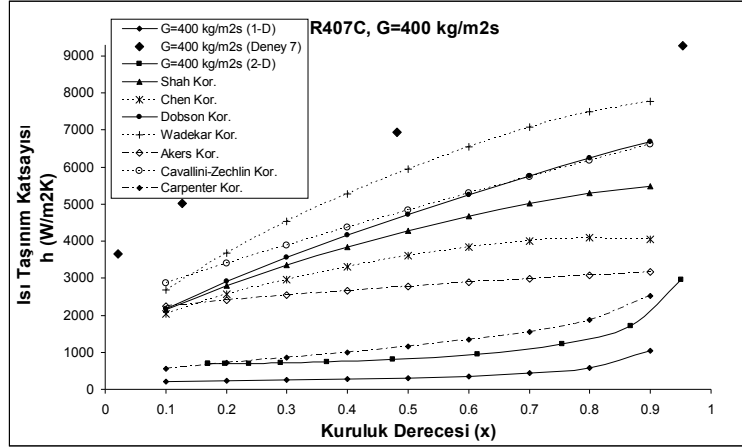
Şekil 4.20: R134a korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



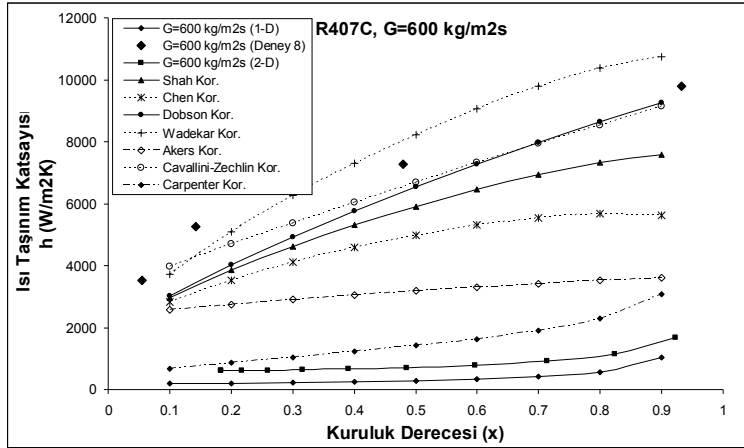
Şekil 4.21: R134a korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Şekil 4.19, 4.20 ve 4.21 incelendiğinde en iyi sonuçlar Cavallini-Zecchin ve Dobson korelasyonlarından elde edilmiştir. R22 soğutucu akışkanında aynı şartlar altında en iyi sonuçları veren Wadekar korelasyonu R134a için daha olumsuz sonuçlar vermiştir.

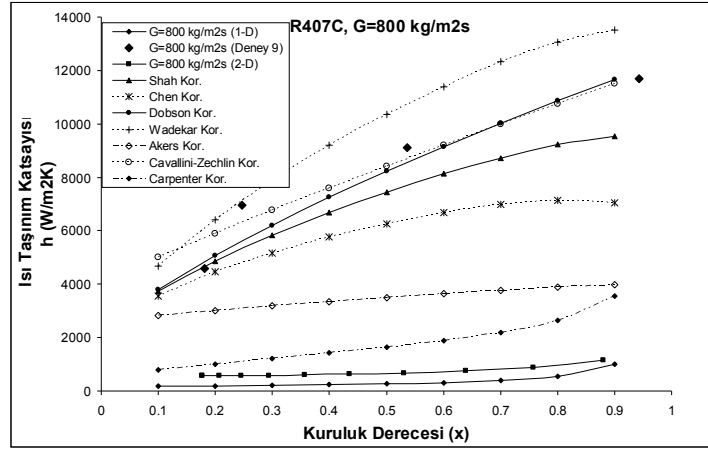
Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24’de R407C soğutucu akışkanının 8.11 mm çapında düşey düz boruda 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde yoğuşması esnasında deneysel olarak ölçülen ısı taşınım katsayılarının yukarıda belirtilen korelasyonlar ve bu tez kapsamında oluşturulan modeller ile kıyaslanması verilmiştir.



Şekil 4.22: R407C korelasyon sonuçları ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



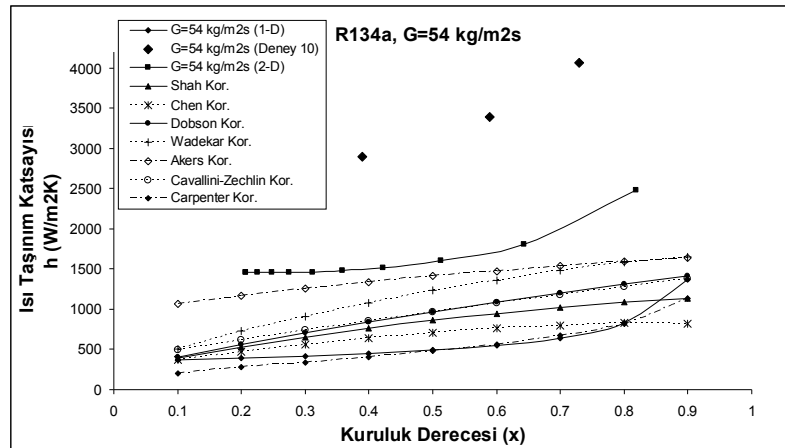
Şekil 4.23: R407C korelasyon sonuçları ($G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



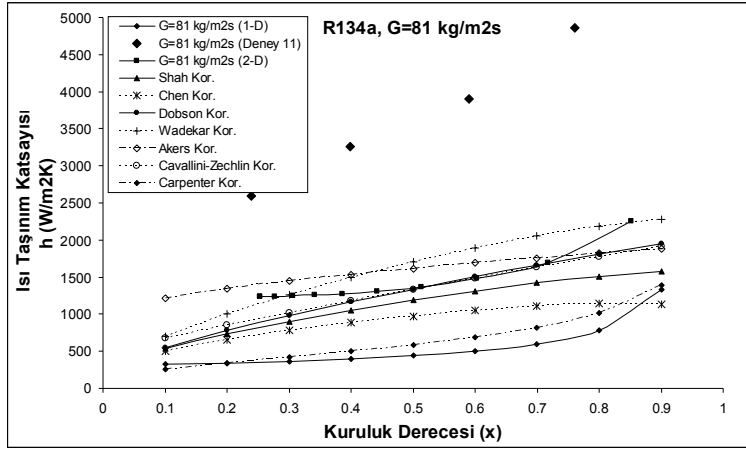
Şekil 4.24: R407C korelasyon sonuçları ($G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24 incelendiğinde yüksek kütleli akı kullanıldığında oluşturulan modeller ve kullanılan korelasyonlar deneysel verilerden daha düşük sonuçlar vermiştir. Korelasyonlardan elde edilen sonuçlar kütleli akı değerine göre değişmektedir. $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerinde bütün korelasyonlar deney verilerinin altında kalmıştır. Kütleli akı değerleri arttıkça özellikle Cavallini-Zecchin ve Dobson korelasyonları en iyi sonuçları vermiştir.

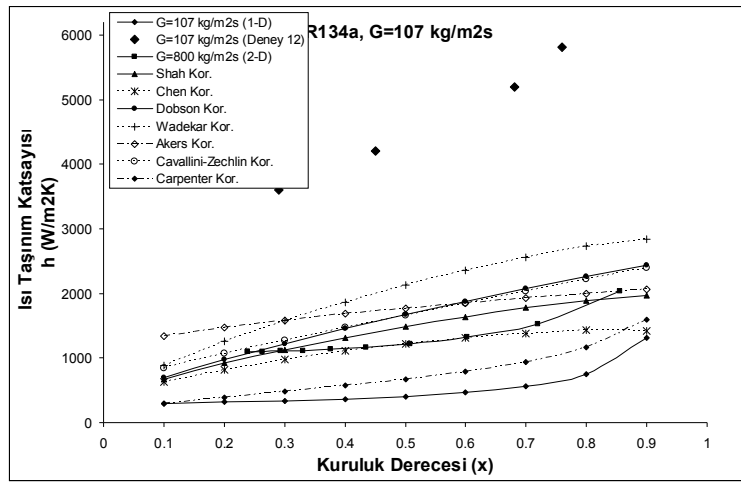
Şekil 4.25, 4.26 ve 4.27’de R134a soğutucu akışkanının 8.92 mm çapında düşey yivli boruda 54, 81 ve $107 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerlerinde yoğuşması esnasında deneysel olarak ölçülen ısı taşıma katsayılarının belirtilen korelasyonlar ve bu tez kapsamında oluşturulan modeller ile kıyaslanması verilmiştir.



Şekil 4.25: R134a korelasyon sonuçları ($G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



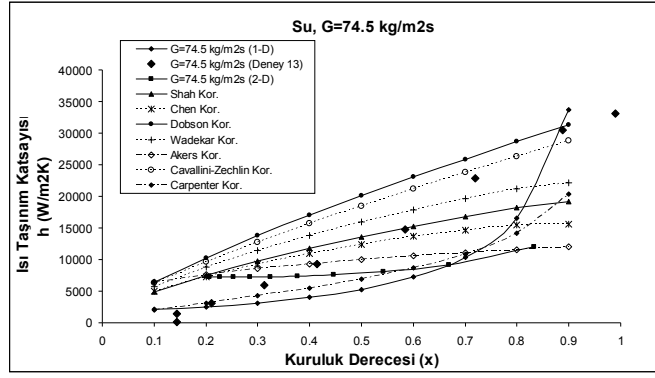
Şekil 4.26: R134a korelasyon sonuçları ($G=81 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



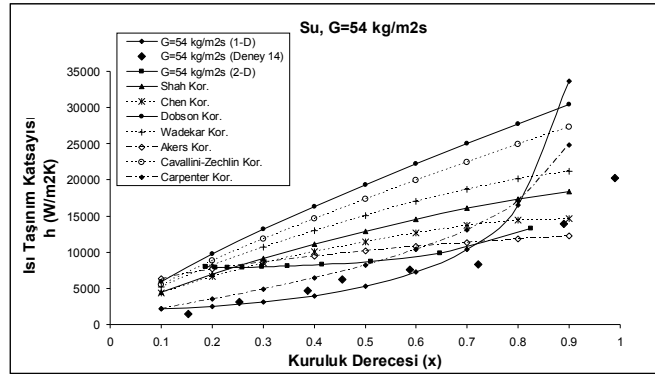
Şekil 4.27: R134a korelasyon sonuçları ($G=107 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Şekil 4.25, 4.26 ve 4.27 incelendiğinde elde edilen sonuçlar deney verilerinden farklı çıkmıştır. Bunun en önemli sebebi deney verilerinin yivli boruya ait olmasıdır. Yivli boruda ısı taşınım katsayısı düz boruya oranla daha fazla olmaktadır. Düşük kütleli akı değerinde en iyi sonuçlar iki boyutlu model ve Akers korelasyonundan elde edilmiştir. Kütleli akı değerleri arttıkça Wadekar korelasyonu diğerlerine oranla daha başarılı sonuçlar vermektedir.

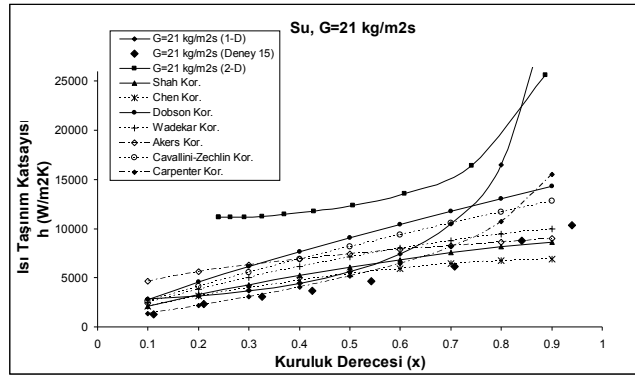
Şekil 4.28, 4.29 ve 4.30'de su buharının 15.875 mm çapında düşey düz boruda 21, 54 ve 71.5 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerlerinde yoğuşması esnasında deneysel olarak ölçülen ısı taşınım katsayılarının yukarıda belirtilen korelasyonlar ve bu tez kapsamında oluşturulan modeller ile kıyaslanması verilmiştir.



Şekil 4.28: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=74.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



Şekil 4.29: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$).



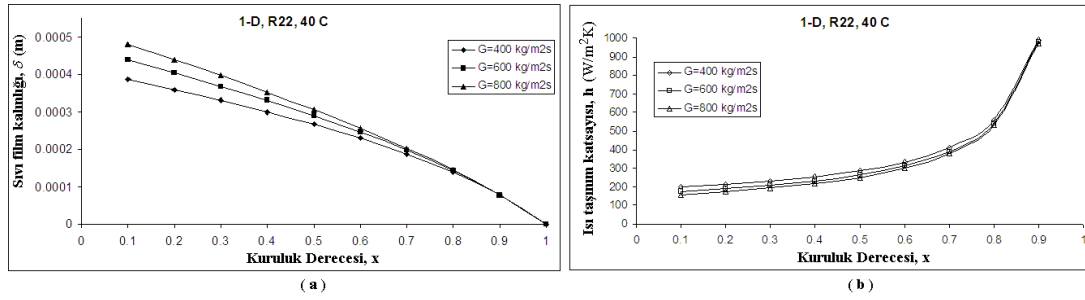
Şekil 4.30: Su buharı korelasyon sonuçları ($G=21 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Şekil 4.28, 4.29 ve 4.30 incelendiğinde özellikle boru çapının değişmesi, akışkanın değişmesi model ve korelasyon sonuçlarını değiştirmiştir. Düşük kütleli akı değerinde Carpenter ve Chen korelasyonları en iyi sonuçları vermiştir. Kütleli akı değeri arttıkça korelasyonlar elde edilen sonuçlar yüksek oranda sapma göstermektedir.

4.4 Tek ve İki Boyutlu Model Sonuçlarının karşılaştırılması

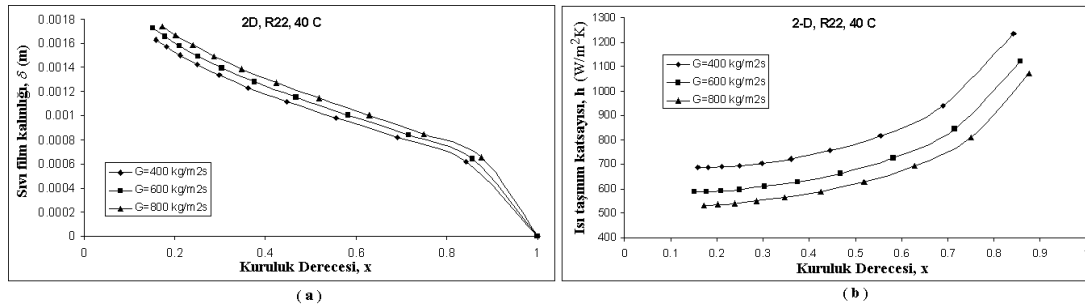
İlk olarak R22 soğutucu akışkanı için 8.11 mm çapında boru içinde 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde model sonuçları elde edilmiştir ve deney verileri ile kıyaslanmıştır.

Şekil 4.31’de R22 soğutucu akışkanı için bir boyutlu model sonuçları verilmiştir. Kütleli akı değeri arttığında sıvı filmi kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir.



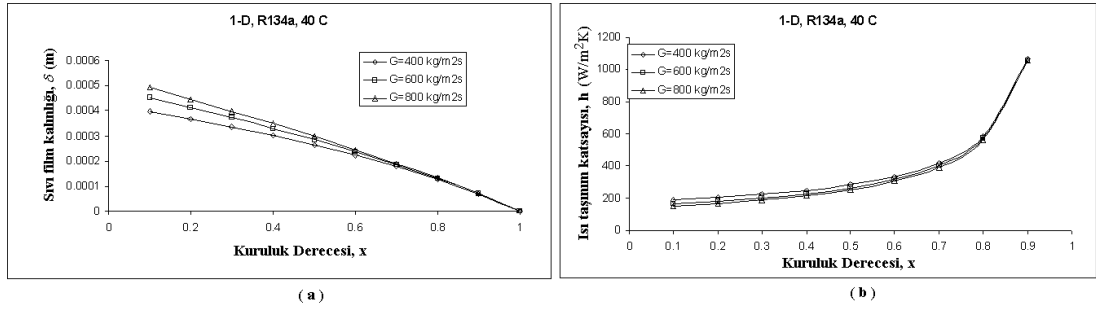
Şekil 4.31: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R22, 1-D).

Şekil 4.32’de R22 soğutucu akışkanı için aynı koşullar altındaki iki boyutlu model sonuçları verilmiştir. Bir boyutlu model gibi kütleli akı değeri arttığında sıvı filmi kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir boyutlu modelden farklı olarak elde edilen değerler daha yüksek çıkmıştır.



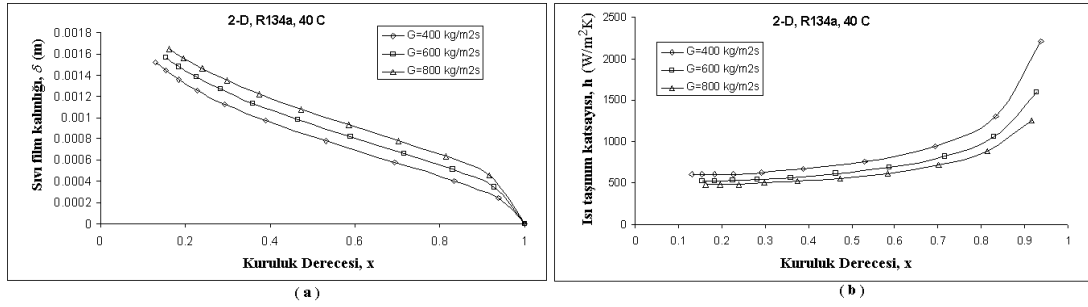
Şekil 4.32: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R22, 2-D)

Şekil 4.33’de R134a soğutucu akışkanı 8.11 mm çapında boru içinde 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerinde bir boyutlu model sonuçları verilmiştir. Kütleli akı değeri arttığında sıvı filmi kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir.



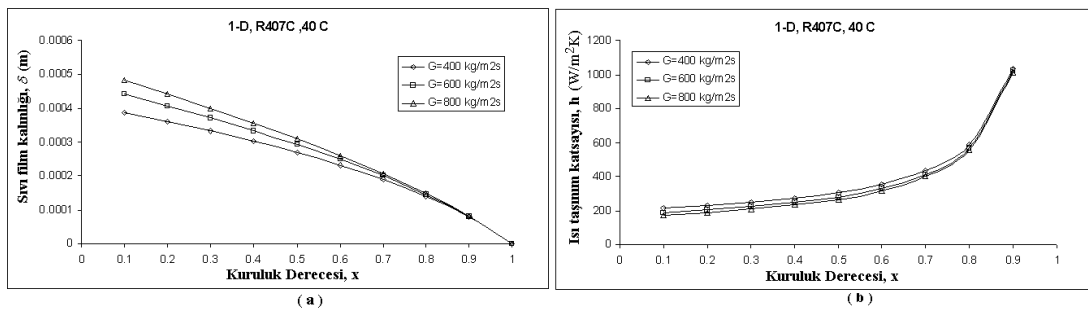
Şekil 4.33: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 1-D)

Şekil 4.34’de R134a soğutucu akışkanının aynı koşullar altındaki iki boyutlu model sonuçları verilmiştir. Bir boyutlu model gibi kütleli akı değeri arttığında sıvı filmi kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir boyutlu modelden farklı olarak elde edilen değerler daha yüksek çıkmıştır.



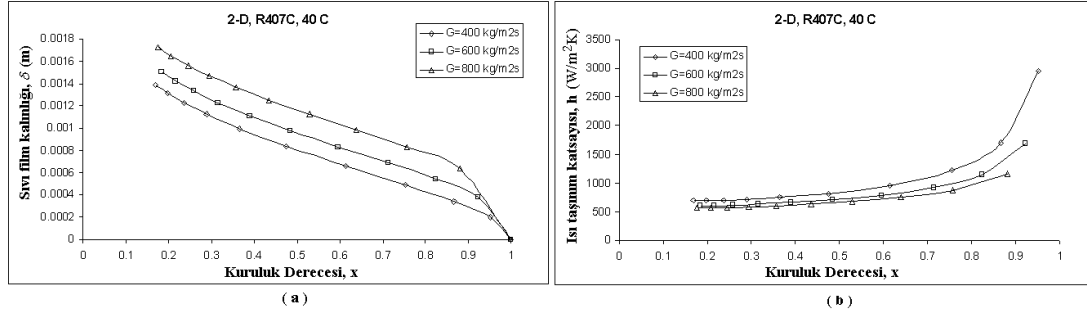
Şekil 4.34: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 2-D)

Üçüncü olarak R407C soğutucu akışkanı için 8.11 mm çapında boru içinde 400, 600 ve 800 kg/m²s kütleli akı değerlerinde model sonuçları elde edilmiştir ve deney verileri ile kıyaslanmıştır. Şekil 4.35’de bir boyutlu model sonuçları verilmiştir. Kütleli akı değeri arttığında sıvı filmi kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir.



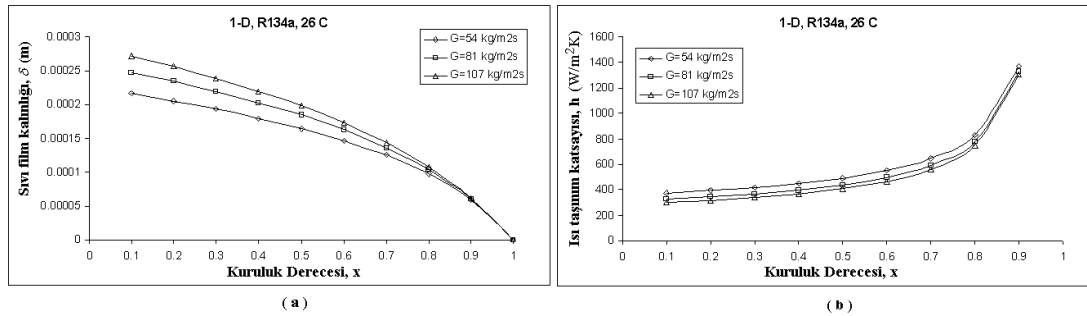
Şekil 4.35: Sıvı filmi kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R407C, 1-D)

Şekil 4.36’da R407C soğutucu akışkanı için aynı koşullar altındaki iki boyutlu model sonuçları verilmiştir. Bir boyutlu model gibi kütleli akı değeri arttığında sıvı film kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir boyutlu modelden farklı olarak elde edilen değerler daha yüksek çıkmıştır.



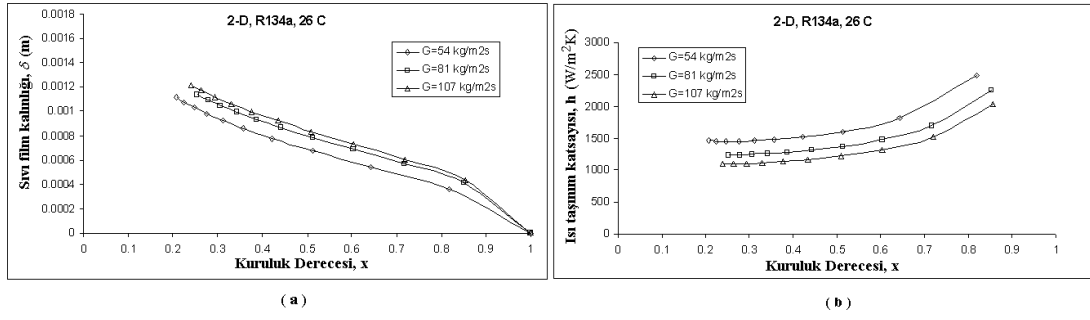
Şekil 4.36: Sıvı film kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R407C, 2-D)

Şekil 4.37’de R134a soğutucu akışkanı için 8.92 mm çapında boru içinde 54, 81 ve 107 kg/m²s kütleli akı değerlerinde bir boyutlu model sonuçları verilmiştir. Kütleli akı değeri arttığında sıvı film kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir.



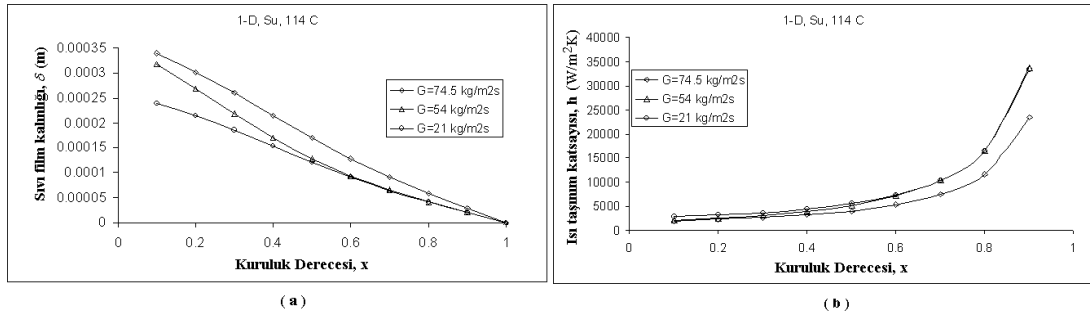
Şekil 4.37: Sıvı film kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 26 °C, 1-D)

Şekil 4.38’de R134a soğutucu akışkanı için aynı koşullar altındaki iki boyutlu model sonuçları verilmiştir. Bir boyutlu model gibi kütleli akı değeri arttığında sıvı film kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir boyutlu modelden farklı olarak elde edilen değerler daha yüksek çıkmıştır.



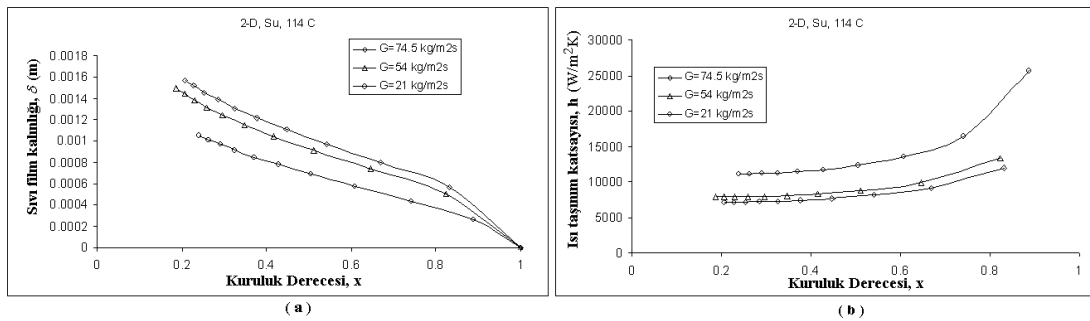
Şekil 4.38: Sıvı film kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (R134a, 26 °C, 2-D)

Şekil 4.39’da Su buharının 15.875 mm çapında düşey düz boruda 21, 54 ve 71.5 kg/m²s kütleli akı değerlerinde bir boyutlu model sonuçları verilmiştir. Kütleli akı değeri arttığında sıvı film kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir.



Şekil 4.39: Sıvı film kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (Su buharı, 1-D)

Şekil 4.40’da Su buharının aynı koşullar altındaki iki boyutlu model sonuçları verilmiştir. Bir boyutlu model gibi kütleli akı değeri arttığında sıvı film kalınlığı artmakta ve ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir boyutlu modelden farklı olarak elde edilen değerler daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 4.40: Sıvı film kalınlığının (a) ve Isı taşınım katsayısının (b) buhar kalitesine göre değişimi (Su buharı, 2-D)

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında iki farklı yoğuşma modeli oluşturulmuştur. Bu modeller düşey boruda halkasal film yoğuşması esas alınarak laminar akışa göre oluşturulmuştur. Literatürden elde edilen deney verileri ile gerekli mukayeseler yapılmıştır. Yapılan literatür araştırması çeşitli soğutucu akışkanlar, boru çapı, kütleli akı ve doyma sıcaklıklarına göre yapılmıştır. Model sonuçlarının deney verileri ile kıyaslanmasının yanı sıra Shah, Chen, Dobson-Wadekar, Akers, Cavallini-Zecchlin ve Carpenter korelasyonları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar deney verileri ile kıyaslanarak geçerlilikleri araştırılmıştır.

Her iki model kendi içinde ve birbiri ile kıyaslandığında kütleli akı değerinin aynı çaplı boruda artırılması yoğuşan sıvı miktarını artırmaktadır. Bir başka deyişle sıvı filmi kalınlığı artmaktadır. Artan debiye bağlı olarak artan sıvı filmi kalınlığına bağlı olarak ısı taşınım katsayıları düşmektedir. İki boyutlu model ile elde edilen sıvı filmi kalınlıkları aynı şartlar altında bir boyutlu modele göre daha düşük çıkmıştır. Isı taşınım katsayıları incelendiğinde ise iki boyutlu model ile daha yüksek değerler elde edilmiştir. Aynı şartlar altında farklı soğutucu akışkanlar için en yüksek ısı taşınım katsayıları R134a' dan elde edilmiştir. R407C ve R22 birbirine yakın değerler vermiştir.

Model sonuçları deney verileri ile kıyaslandığında özellikle soğutucu akışkanlar R134a, R407C ve R22 için her iki modelinde deney verilerin altı sonuçlar verdiği görülmüştür. Bunun en önemli sebebi kütleli akı değerlerinin yüksek olması ve buna bağlı olarak akışın türbülanslı olmasıdır. Su buharı için elde edilen veriler daha uyumlu gözükmektedir. Burada hem boru çapının daha büyük olması hem de kütleli akı değerlerinin düşük olması önemli rol oynamaktadır.

Korelasyonlardan elde edilen sonuçlar deney verileri ile kıyaslandığında soğutucu akışkanın değişmesi veya kütleli akı değerlerinin değişmesi korelasyonların hata paylarını önemli ölçüde etkilemektedir. R22 için 400, 600 ve 800 kg/m²s değerlerinde en iyi sonuçlar Wadekar korelasyonundan elde edilmiştir. Aynı şartlarda R134a için bu korelasyonun hata payı artmaktadır. Bunun yerine en iyi sonuçlar 400 kg/m²s değerinde Cavallini-Zecchlin korelasyonundan elde edilmiştir.

600 ve 800 kg/m²s değerinde Cavallini-Zecchlin korelasyonu hata payı artmaktadır. Bu değerlerde en iyi sonuçlar Shah ve Dobson korelasyonundan elde edilmiştir. R407C soğutucu akışkanı için bütün korelasyonlar 400 kg/m²s değerinde yüksek hata payına sahiptir. 600 ve 800 kg/m²s değerinde en iyi sonuçlar Cavallini-Zecchlin korelasyonundan elde edilmiştir. Su buharı göz önüne alındığında diğer korelasyonlardan farklı olarak Carpenter korelasyonu en iyi sonuçları vermiştir.

KAYNAKLAR

- Akers, W.W., Deans H.A., Crosser O.K., 1959. Condensing heat transfer within horizontal tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. **55(29)**: 171-176.
- Altman, M., Staub F.W., Norris R.H., 1960. Local heat transfer and pressure drop for refrigerant 22 condensing in horizontal tubes." *Chemical Engineering Progress Symposium series* **56(30)**: 151-159.
- Azer, N.Z., Abis L.V., Soliman H.M. 1972. Local heat transfer coefficients during annular flow condensation. *ASHRAE Tansactions* **78 (1)**: 135-143.
- Azer, N.Z., Said S.A., 1982. Augmentation of condensation heat transfer by internally finned tubes and twisted tape inserts." *Proceedings of the 7th international heat transfer conference*, **5**: 33-38, Munich, West Germany.
- Baroczy, C.J., 1965. A systematic correlation for two phase pressure drop. *Chemical Engineering Progress Symposium*. **62 (44)**: 232-249.
- Bergelin, O.P., Gazley C., 1949. Co-current gas-liquid flow: 1. Flow in horizontal tubes. Paper presented at the *Heat transfer and Fluid Mechanics Institute*, Berkley, CA. ASME 5-18.
- Boyko, L.D., Kruzhilin G.N., 1967. Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and a bundle of tubes. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. **10**:361-373
- Carnavos, T.C., 1977. Cooling air in turbulent flow with internally finned tubes. *17th National Heat Transfer conference*, Salt Lake City, UT, AIChE paper 4, August.
- Carnavos, T.C., 1978. Cooling air in turbulent flow multi passage internally finned tubes. ASME paper, *winter annular meeting*, No:78- WA- HT-54: 10-15., San Francisco, California.
- Carnavos, T.C., 1979. Cooling air in turbulent flow with internally finned tubes. *Heat Transfer Engineering* **1 (2)**: 41-46
- Carnavos, T.C., 1980. Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow. *Heat Transfer Engineering* **4 (1)**, 32-37.
- Carey, V.P., 1992. *Liquid vapor phase change phenomena*. Hemisphere, New York.
- Carpenter, E.F., Colburn A.F., 1951. The effect of vapor velocity of condensation inside tubes." *General Discussion on Heat Transfer*, London. ASME 20-26.
- Cavallini, A., Zecchin R., 1971. High velocity condensation of organic refrigerants inside tubes. *Proceedings of the 8th international congress of refrigeration*, **2**: 193-200.
- Cavallini, A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rosetto L., 1997a. A new model for refrigerant condensation inside enhanced tubes. *Proceedings of 15th Uniene Italiana di Termofluidodinamica National Heat Transfer Conference* **1**: 533-544, Torino, Italy 19-20 June.

- Chamra, L.M., Webb R.L.,** 1996. Advanced microfin tubes for condensation.” *International Journal of Heat and Mass Transfer* **39**: 1839-1846.
- Chato, J.C.** 1962. Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes. *ASHRAE Journal* **4**: 52-60
- Chen, S.L., Gerner F.M., Tien C.L.,** 1987. General Film Condensation Correlations. *Experimental Heat Transfer* **1**: 93-107.
- Chisholm, D.** 1968. The influence of mass velocity on friction pressure gradients during steam water flow. *Proceedings of the institute of mechanical Engineers.* **182 (3)**: 336-341.
- Chisholm, D.,** 1973. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two phase mixtures in smooth tubes and channels. *Journal of heat and mass transfer* **16**: 347-358.
- Chitti, M.S., Anand N.K.,** 1995. An analytical model for local heat transfer coefficients for forced convective condensations inside smooth horizontal tubes. *Int. Journal of heat and mass transfer* **38(4)**: 615-627.
- Dobson M. K.,** 1994. Heat transfer and flow regimes during condensation in horizontal tubes. *PhD. Thesis*, University of Illinois.
- Dhir, V. ve Lienhard J.,** 1971. Laminar Film Condensation on Plane and Axisymmetric Bodies in Nonuniform Gravity. *ASME Journal Heat Transfer* **93**: 97-100
- Friedel, L.,** 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. Paper E2, *European two phase flow group meeting*, Ispra, Italy.
- Goodykoontz, J.H., Dorsch, R.G.,** 1966. Local Heat Transfer Coefficients For Condensation of Steam in Vertical Down flow Within a 5/8-Inch-Diameter Tube. *Nasa Technical Note*. NASA TN D-332
- Heun, M.K.,** 1995. Performance and optimization of micro channel condensers. *PhD. Thesis*, University of Illinois.
- Jonathan A. O., Liebenberg L., Thome J. R., Meyer J. P.,** 2007. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes. *International Journal of Refrigeration* **30**, 609-623.
- Kaushic, N., Azer N.Z.,** 1988. A general heat transfer correlation for condensation inside internally finned tubes. *ASHRAE Transactions* **94 (2)**.
- Kumar, R., Akhavan-Behabadi, M.A., Mohseni, S.G.,** 2007. Condensation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*
- Lockhart, R.V., Martinelli R.C.,** 1949. Proposed Correlation of data for isothermal two phase two component flow in pipes. *Chemical Engineering progress* **45 (1)**: 39-48.
- Luu, M., Bergles, A.E.,** 1979. Experimental study of augmentation of in tube condensation of R113. *ASHRAE Transactions* **85(2)**: 132-145.
- Martinelli, R.C., Nelson D.B.,** 1948. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water. *ASME Transactions* **70** : 695-702.
- Mickley, H.S., Ross R.C., Squyers A.L., Stewart, W.E.,** 1954. Heat, mass and momentum transfer for flow over a flat plate with blowing or suction. Rep. No: *NACA-TN-3208*.
- Moser, K., Webb, R.L. Na B.,** 1998. A new equivalent reynolds number model for condensation in smooth tubes. *Journal of heat transfer* **120**.

- Moser, K.**, 1997. A new definition of the equivalent reynolds number for vapor shear- controlled condensation inside smooth tubes. *M.Sc. Thesis*, The Pennsylvania State Un.
- Nozu, S. and Honda H.**, 1997. Flow characteristics of condensing two phase flow in horizontal microfin tubes. *ASHRAE Transactions*.
- Nusselt, W.** 1916. Die Ober Flächen Kondensation des Wasserdampfes. *Zeit Ver. Deut. Ing.* **60**: 541-549, 569-575
- Palen, J.W., Kistler R.S. ve Yang Z.F.**, 1993. What we still don't know about condensation in tubes. In *Condensation and Condenser Design*. eds. J. Taborek, J. Rose and I. Tanasawa. ASME. New York 19-53
- Rossen, H.F. , Meyers J.A.**, 1965. Point values of condensing film coefficients inside a horizontal pipe. *Chemical Engineering Progress Symposium Series* **61**: 190-199.
- Royal, J.H., Bergles A.E.**, 1976. Experimental study of the augmentation of horizontal in tube condensation. *ASHRAE Transactions* **82**: 919-931
- Sadavisan, P., Lienhard J.H.**, 1987. Sensible Heat Correction in Laminar Film Boiling and Condensation. *ASME Journal Heat Transfer* **109**: 545-547.
- Said, S.A., Azer N.Z.**, 1983. Heat transfer and pressure drop during condensation inside horizontal finned tubes. *ASHRAE Transactions* **89 (1)**: 114-134.
- Shah, M.M.**, 1979. "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer.* **22**: 547-556
- Soliman, M., Schuster J.R., Berenson P.J.**, 1968. A general heat transfer correlation for annular flow condensation. *ASME Journal of heat transfer* **90**: 267-276.
- Sparrow, E.M., Gregg J.L.**, 1959. A Boundary-Layer Treatment of Laminar-Film Condensation. *ASME Journal of Heat Transfer* **81**: 13-18.
- Traviss, D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B.**, 1973. Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design. *ASHRAE Transactions* **79(2)**: 31-39.
- Venkatesh, K.** 1984. Augmentation of condensation heat transfer of R11 by internally finned tubes. *M.Sc. Thesis*. Kansas State University.
- Vrable, D.L., Yang W.J., Clark J.A.**, 1974. Condensation of R12 inside horizontal tubes with internal axial fins. *Proceedings of 5th International Heat Transfer Conference*, **3**: 250-254. Tokyo.
- Wadekar, V.V.**, 1990. Flow boiling- a simple correlation for convective heat transfer component. *Heat transfer*: 87-91
- Wallis, G.B.**, 1969. *One dimensional two phase flow*. McGraw Hill, New York.
- Whalley, P.B.**, 1987. *Boiling, condensation and gas liquid flow*. Clarendon Press, Oxford.
- Yang, C.Y., Webb R.L.**, 1995. A comparison of R12 and R134a condensation inside small extruded aluminum plain and microfin tubes. *Vehicle Thermal Management systems conference proceedings*, SAE, pp. 77-85.
- 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

Ad Soyad: Tuğçe Balcı

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara 1980

Adres: Acıbadem cad. Faikbey sok. Basın Sitesi E blok No:7
Kadıköy/İstanbul

Lisans Üniversitesi: Erciyes Üniversitesi Makina Fakültesi

Yayın Listesi: Effect of Design and Operation Parameters on Heat Transfer Coefficient in Vertical Condensers. Nurdil ESKİN, Gökhan ARSLAN, Tuğçe BALCI, 16th International Thermo Conference 1-3. 07. 2009 Hungary

■