

**T.C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PERİYODİK DARALAN – GENİŞLEYEN MİNİ  
KANALDA KAYNAMA DAVRANIŞININ  
İNCELENMESİ**

**Selçuk KIZILCAOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**DANIŞMAN  
Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

**HAZİRAN 2018  
ÇORUM**

Selçuk KIZILCAOĞLU tarafından hazırlanan "Periyodik Daralan – Genişleyen Mini Kanalda Kaynama Davranışının İncelenmesi" adlı tez çalışması 26/06/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ (Danışman)

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 26/06/2018 tarih ve 2018/202 sayılı kararı ile Selçuk KIZILCAOĞLU'nun Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Selçuk KIZILCAOĞLU



# PERİYODİK DARALAN – GENİŞLEYEN MİNİ KANALDA KAYNAMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

Selçuk KIZILCAOĞLU

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2018

## ÖZET

Mühendislik uygulamaları içerisinde özellikle soğutma sistemlerinin gelişmesine bağlı olarak mini kanallarda ısı transferi ve iki fazlı akış incelemeleri büyük oranda güncelliğini korumaktadır. Mini kanallarda iki fazlı akışın kontrolü optimum şartlarda ve boyutlarda daha etkin bir sistemin tasarlanması için büyük bir öneme sahiptir. Tek ve iki fazlı akışlarda ısı transferinin iyileştirilmesi aktif ve pasif olmak üzere iki yöntem ile sağlanmaktadır.

Bu çalışmada kanal geometrisi periyodik olarak daralan – genişleyen dikdörtgen bir mini kanalda kaynama incelenmiştir. Çalışma akışkanı olarak R-134a kullanılmıştır. Mini kanallar  $H/R=1$  (düz),  $H/R=0,8$  ve  $H/R=0,5$  üç farklı tipte olacak şekilde imal edilmiştir. Mini kanal hidrolik çapı ( $D_h$ ) 1,83 mm' dir. Deneyler, soğutucu akışkanın üç farklı kütle akılarında ( $G=100 - 200 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ), ısı akısının ( $q$ )  $0 - 180 \text{ kW/m}^2$  aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma basıncı 3 ve 4 bar olarak sabitlenmiştir. Deneyler boyunca soğutucu akışkanın mini kanala giriş sıcaklığı  $-1^\circ\text{C}$  de sabit tutulmuştur. Sıcaklık ve basınç ölçümleri ile eş zamanlı olarak akış kaynaması rejimleri yüksek hızlı kamera ile görselleştirilmiştir.

Deneysel bulgularda ısıtma yüzey alanının kaynama olayında önemli bir etkiye sahip olduğu, daralan – genişleyen kanal geometrisinde maksimum ısı transfer yüzey alanında minimum direnç boyunun etkin olduğu, yüksek soğutucu akışkan debilerinde ısı taşınım katsayısının yüksek ancak çıkış kuruluk derecesinin düşük olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** mini kanal, kaynama, daralan genişleyen kanal, R-134a



# INVESTIGATION OF BOILING BEHAVIOR IN PERIODIC NARROWED – EXPANDED MINI CHANNEL

Selçuk KIZILCAOĞLU

HITIT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2018

## ABSTRACT

In engineering applications, heat transfer and two-phase flow studies in mini-channels are maintained in a large scale, especially depending on the development of cooling systems. Two-phase flow control in mini-channels is a great precaution for designing a more efficient system for optimum conditions and dimensions. As known, the improvement of heat transfer in single and two-phase flows is achieved by two methods as active and passive.

In this study, the boiling phenomenon was investigated in a rectangular mini channel that periodically narrowed-expanded its geometry. R-134a was used as working fluid. Mini channels were manufactured to be of three different types:  $H/R = 1$  (flat),  $H/R = 0,8$  and  $H/R = 0,5$ . The hydraulic diameter ( $D_h$ ) of the mini channel is 1,83 mm. Experiments have been carried out in three different mass fluxes ( $G = 100 - 200 - 400$  kg/m<sup>2</sup>s) of the refrigerant, 0 – 180 kW/m<sup>2</sup> of heat fluxes ( $q$ ). The working pressure was fixed at 3 and 4 bar. During the experiments, the inlet temperature of the mini – channel of the refrigerant was kept constant at -1°C. Simultaneously with temperature and pressure measurements, flow boiling regimes are visualized with a high – speed camera.

Experimental results have shown that heating surface area has a significant effect on the boiling phenomenon. In the narrowing – expanding channel geometry, the minimum resistance size in the maximum heat transfer surface area is more suitable.

The heat transfer coefficient at the high value of the refrigerant rate is high and the outlet quality is low.

**Key words:** mini channel, boiling, narrowed expanded, R-134a



## TEŞEKKÜR

Bu tez konusunda çalışma fırsatını sağlayan, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan, laboratuvar çalışmalarında yol göstericim olan tez danışman hocam Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ'a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Çalışmanın her safhasında büyük emeği geçen saha ve laboratuvar çalışmalarında bilgisi ve tecrübesiyle yardımcı olan Öğr. Gör. Mehmet ŞENER'e, desteklerini asla eksit etmeyen annem Nevin, babam Ünal, kardeşim Fatih ve tüm değerleri arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu çalışma Türkiye Bilim ve Teknoloji Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 315M173'nolu proje kapsamında desteklenmiştir.



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
RESİMLER DİZİNİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. İki Fazlı Akış ve Mini Kanallar.....	1
1.2. İki Fazlı Akış Kaynaması ve Rejimleri .....	4
2. LİTERATÜR.....	8
2.1. Dikdörtgen Mini Kanallarda Akış Kaynaması Isı Transferi ve Akış Rejimleri.....	8
2.2. Dairesel Mini Kanallarda Akış Kaynaması Isı Transferi ve Akış Rejimleri.....	15
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	25
3.1. Deney Düzeneginin Dizaynı .....	25
3.2. Test Bölümü .....	28
3.3. Deney Düzeneginde Kullanılan Ekipmanlar.....	31
3.3.1 Veri toplama sistemi .....	31
3.3.2. Sirkülasyonlu su banyoları.....	33
3.3.3. Gövde borulu ısı değiştiricisi .....	35
3.3.4. Plakalı ısı değiştiricisi .....	36
3.3.5. Pompa.....	36
3.3.6. Isıtıcı güç kaynağı .....	37
3.3.7. Yüksek hızlı kamera.....	37
3.3.8. Vakum pompası .....	38
3.3.9. Soğutucu akışkan .....	39
3.4. Yöntem.....	39

3.4.1. Deneilerin yapılması .....	39
3.5. Deneysel Verilerin İşlenmesi .....	42
3.6. Hata Analizi ve Belirsizlik .....	44
3.7. Deneysel Verilerin Doğrulanması.....	52
4. BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	55
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	100
KAYNAKLAR .....	102
EKLER .....	109
EK-1 Farklı H/R oranlarında duvar sıcaklığı farkının değişimi.....	110
EK-2 Farklı H/R oranlarında çıkış taşınım katsayısının değişimi .....	115
EK-3 Yerel taşınım katsayısının değişimi .....	118
EK-3 R-134a kızgın buhar tablosu.....	125
EK-4 Hata analizi .....	126
ÖZGEÇMİŞ .....	128

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. Akış kanallarının sınıflandırılması.....	3
Çizelge 2.1. Dikdörtgen kesitli mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları .....	13
Çizelge 2.2. Dairesel mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları .....	21
Çizelge 3.1. Mini kanal ölçüleri.....	30
Çizelge 3.2. Geliştirilen korelasyon sabitletleri .....	46

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. İki fazlı akışların genel sınıflandırılması (Ding 1994).....	2
Şekil 3.1. Deneysel düzeneği yapısal elemanları .....	25
Şekil 3.2. Deneysel tesisatı şematik görünümü .....	26
Şekil 3.3. Mini kanal ısı kaybı .....	43
Şekil 3.4. Geliştirilen korelasyon ortalama hata grafiği.....	46
Şekil 3.5. Mortada ve ark. (2012) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	48
Şekil 3.6. Kim ve Mudawar (2013) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	49
Şekil 3.7. Yun ve ark. (2006) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	49
Şekil 3.8. Warriar ve ark. (2002) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	70
Şekil 3.9. Tran ve ark. (2006) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	70
Şekil 3.10. Oh ve Sun. (2011) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	51
Şekil 3.11. Hamdar ve ark. (2010) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	51
Şekil 3.12. Kew ve Cornwell (2012) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği .....	52
Şekil 3.13. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	54
Şekil 3.14. Sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi .....	54
Şekil 4.1. $H/R=1$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akımlarındaki akış rejiminin ısı akımlarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	55
Şekil 4.2. $H/R=1$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akımlarındaki akış rejiminin ısı akımlarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	61
Şekil 4.3. $H/R=0,8$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akımlarındaki akış rejiminin ısı akımlarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	65

Şekil 4.4. $H/R=0,8$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki akış rejiminin ısı akılarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	71
Şekil 4.5. $H/R=0,5$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki akış rejiminin ısı akılarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	75
Şekil 4.6. $H/R=0,5$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki akış rejiminin ısı akılarında akış rejiminin ısı akısına göre değişimi.....	80
Şekil 4.7. $H/R=1$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının sı akısına göre değişimi.....	83
Şekil 4.8. $H/R=1$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi.....	84
Şekil 4.9. $H/R=1$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	85
Şekil 4.10. $H/R=1$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının sı akısına göre değişimi.....	85
Şekil 4.11. $H/R=1$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi.....	86
Şekil 4.12. $H/R=1$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	87
Şekil 4.13. $H/R=0,8$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi.....	88
Şekil 4.14. $H/R=0,8$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi.....	89
Şekil 4.15. $H/R=0,8$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	89
Şekil 4.16. $H/R=0,8$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi.....	90
Şekil 4.17. $H/R=0,8$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi.....	91
Şekil 4.18. $H/R=0,8$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	91
Şekil 4.19. $H/R=0,5$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi.....	92
Şekil 4.20. $H/R=0,5$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi.....	92

Şekil 4.21. $H/R=0,5$ ve $P=3$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	93
Şekil 4.22. $H/R=0,5$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi.....	94
Şekil 4.23. $H/R=0,5$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi.....	94
Şekil 4.24. $H/R=0,5$ ve $P=4$ bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi.....	95
Şekil 4.25. $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $P=3$ bar için farklı $H/R$ oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi .....	95
Şekil 4.26. $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $P=3$ bar için farklı $H/R$ oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi .....	96
Şekil 4.27. $H/R=1$ $P=3$ bar ve $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi.....	97
Şekil 4.28. $H/R=1$ $P=4$ bar ve $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi.....	97
Şekil 4.29. $H/R=1$ $P=3$ bar ve $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi.....	98
Şekil 4.30. $H/R=1$ $P=4$ bar ve $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi.....	99

## RESİMLER DİZİNİ

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü. ....	27
Resim 3.2. Deney tesisatında kullanılan bağlantı elemanları .....	28
Resim 3.3. Test bölümünün görünüşü.....	29
Resim 3.4. Test bölümü şartlandırma kabini .....	30
Resim 3.5. Veri toplayıcı ve ölçüm cihazlarının bağlantısı .....	31
Resim 3.6. Isıl çift bağlantı elemanı.....	31
Resim 3.7. Basınç sensörleri .....	32
Resim 3.8. Debimetre.....	33
Resim 3.9. Aşırı soğutma devresi sirkülasyonlu su banyosu.....	33
Resim 3.10. Soğutma devresi sirkülasyonlu su banyosu .....	34
Resim 3.11. Gövde borulu ısı değiştiricisi .....	35
Resim 3.12. Plakalı ısı değiştiricisi .....	36
Resim 3.13. Pompa .....	37
Resim 3.14. Isıtıcı güç kaynağı .....	37
Resim 3.15. Yüksek hızlı kamera .....	38
Resim 3.16. Vakum pompası ve bağlantı aparatı.....	38
Resim 3.17. Soğutucu akışkan R-134a .....	39
Resim 3.18. Şartlandırma kabini soğutma sistemi .....	40
Resim 4.1. $H/R=1$ $P=3$ bar $q=2,5$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	56
Resim 4.2. $H/R=1$ $P=3$ bar $q=38,2$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	56
Resim 4.3. $H/R=1$ $P=3$ bar $q=76,5$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	57
Resim 4.4. $H/R=1$ $P=3$ bar $q=102$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	57

Resim 4.5. H/R=1 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	57
Resim 4.6. H/R=1 P=3 bar q=20,4 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	58
Resim 4.7. H/R=1 P=3 bar q=38,2 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	58
Resim 4.8. H/R=1 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	58
Resim 4.9. H/R=1 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	59
Resim 4.10. H/R=1 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	59
Resim 4.11. H/R=1 P=3 bar q=30,6 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	59
Resim 4.12. H/R=1 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	60
Resim 4.13. H/R=1 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	60
Resim 4.14. H/R=1 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	60
Resim 4.15. H/R=1 P=4 bar q=40,8 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	62
Resim 4.16. H/R=1 P=4 bar q=56,12 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	62
Resim 4.17. H/R=1 P=4 bar q=84,1 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	63
Resim 4.18. H/R=1 P=4 bar q=114,7 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	63
Resim 4.19. H/R=1 P=4 bar q=56,1 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	63
Resim 4.20. H/R=1 P=4 bar q=84,6 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	64
Resim 4.21. H/R=1 P=4 bar q=114,7 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	64
Resim 4.22. H/R=1 P=4 bar q=91,8 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	64
Resim 4.23. H/R=1 P=4 bar q=114,7 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	65
Resim 4.24. H/R=0,8 P=3 bar q=5,1 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	66
Resim 4.25. H/R=0,8 P=3 bar q=38,2 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	67
Resim 4.26. H/R=0,8 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	67
Resim 4.27. H/R=0,8 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	67
Resim 4.28. H/R=0,8 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	68
Resim 4.29. H/R=0,8 P=3 bar q= 28 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	68
Resim 4.30. H/R=0,8 P=3 bar q=38,2 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	68



Resim 4.31. H/R=0,8 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	69
Resim 4.32. H/R=0,8 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	69
Resim 4.33. H/R=0,8 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	69
Resim 4.34. H/R=0,8 P=3 bar q= 35,7 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	70
Resim 4.35. H/R=0,8 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	70
Resim 4.36. H/R=0,8 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	70
Resim 4.37. H/R=0,8 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	71
Resim 4.38. H/R=0,8 P=4 bar q=45,9 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	72
Resim 4.39. H/R=0,8 P=4 bar q=56,1 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	72
Resim 4.40. H/R=0,8 P=4 bar q=84,6 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	73
Resim 4.41. H/R=0,8 P=4 bar q=114,7 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	73
Resim 4.42. H/R=0,8 P=4 bar q=84,6 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	73
Resim 4.43. H/R=0,8 P=4 bar q=114,7 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	74
Resim 4.44. H/R=0,8 P=4 bar q=125 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	74
Resim 4.45. H/R=0,5 P=3 bar q=15,3 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	76
Resim 4.46. H/R=0,5 P=3 bar q=38,2 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	76
Resim 4.47. H/R=0,5 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	76
Resim 4.48. H/R=0,5 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	77
Resim 4.49. H/R=0,5 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=100 kg/m <sup>2</sup> s .....	77
Resim 4.50. H/R=0,5 P=3 bar q=30,6 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	77
Resim 4.51. H/R=0,5 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	78
Resim 4.52. H/R=0,5 P=3 bar q= 102 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	78
Resim 4.53. H/R=0,5 P=3 bar q=153 kW/m <sup>2</sup> G=200 kg/m <sup>2</sup> s .....	78
Resim 4.54. H/R=0,5 P=3 bar q=30,6 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	79
Resim 4.55. H/R=0,5 P=3 bar q=76,5 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	79
Resim 4.56. H/R=0,5 P=3 bar q=102 kW/m <sup>2</sup> G=400 kg/m <sup>2</sup> s .....	79

Resim 4.57. $H/R=0,5$ $P=3$ bar $q=153$ kW/m <sup>2</sup> $G=400$ kg/m <sup>2</sup> s .....	80
Resim 4.58. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=58,6$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	81
Resim 4.59. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=84,6$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	81
Resim 4.60. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=114,7$ kW/m <sup>2</sup> $G=100$ kg/m <sup>2</sup> s .....	82
Resim 4.61. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=84,6$ kW/m <sup>2</sup> $G=200$ kg/m <sup>2</sup> s .....	82
Resim 4.62. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=114,7$ kW/m <sup>2</sup> $G=200$ kg/m <sup>2</sup> s .....	82
Resim 4.63. $H/R=0,5$ $P=4$ bar $q=125$ kW/m <sup>2</sup> $G=400$ kg/m <sup>2</sup> s .....	83



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

A	Mini kanal akış kesit alanı,
$A_p$	Amper
$A_t$	Mini kanal ısıtma yüzey alanı
Bd	Bond sayısı, $Bd = g(\rho_l - \rho_g)D_h^2/\sigma$
Bo	Kaynama sayısı, $Bo = qG/h_{fg}$
Co	Kısıtlama (sınır) sayısı, $Co = \sigma^{0,5} / \left( D_h \left( g(\rho_l - \rho_g) \right)^{0,5} \right)$
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kgK)
Eö	Eötvös sayısı, $Eö = g(\rho_l - \rho_g)D^2/8\sigma$
G	Kütle akışı, (kg/m <sup>2</sup> s)
g	Yer çekimi ivmesi
h	Isı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
h(z)	Yerel ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
H	Entalpi (kJ/kg)
H	Mini kanal genişliği (m)
$H_{fg}$	Buharlaşma gizli ısı, (kJ/kg)
$H_{doyma}$	Akışkan doyma entalpisi (kJ/kg)
I	Mini kanal giriş uzunluğu, (mm)
k	Isı iletim katsayısı, (W/m <sup>2</sup> K)
$k_a$	Alt kapak ısı iletim katsayısı, (W/mK)
$k_k$	Kestamid ısı iletim katsayısı, (W/mK)
L	Mini kanal uzunluğu, (m)
$l_a$	Alt kapak kalınlığı, (m)

$l_k$	Kestamid kalınlığı, (m)
$N_{co}$	Konveksiyon sayısı
$Nu$	Nutselt sayısı,
$P$	Basınç, (Pa)
$Pr$	Prandtl sayısı, $Pr = \mu C_p / \lambda$
$q$	Isı akısı, (kW/m <sup>2</sup> )
$q_{net}$	Efektif ısı akısı, (kW/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}_{kayıp}$	Kayıp ısı, (kW)
$\dot{q}$	Isı miktarı, (kW)
$R$	Regrasyon katsayısı, (-)
$Re$	Reynolds sayısı, (-) ( $\frac{\rho U D_h}{\mu}$ )
$Re_l$	Sıvı akışkan için Re sayısı, (-) $Re_l = G(1 - x_e)D_h /$
$R_{toplam}$	Toplam direnç
$t$	Mini kanal yüksekliği (m)
$T$	Sıcaklık (K),
$T_{doyma}$	Doyma Sıcaklık (K)
$T_{folyo}$	Çelik folyo sıcaklığı, (K)
$W$	Kanal genişliği, (m)
$We$	Weber sayısı, $We = D_h G^2 / \rho \sigma$
$W_n$	Bağımsız değişken belirsizliği
$W_R$	Toplam belirsizlik
$x$	Kuruluk derecesi
$X_{tt}$	Martinelli parametresi
$\mu$	Viskozite, (Ns/m <sup>2</sup> )
$\rho_l$	Sıvı yoğunluğu, (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_g$	Gaz yoğunluğu, (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	Yüzey gerilmesi, (N/m)

**İndisler**

<i>l</i>	Sıvı
<i>g</i>	Gaz,
<i>w</i>	Duvar
<i>z</i>	Yerel

**Kısaltmalar**

MAE	Ortalama mutlak hata
KGKB	Kısmi gelişmiş kaynama bölgesi
TGKB	Tam gelişmiş kaynama bölgesi

## 1. GİRİŞ

İki fazlı akışlarda elde edilen ısı transfer katsayılarının tek fazlı akışlarda elde edilen değerlere göre çok daha yüksek olması endüstride iki fazlı sistemlere gittikçe artan bir önem kazandırmaktadır. Mini ve mikro sistemler iki fazlı akış mekanizmalarında kütle ve ısı geçişi iyileştirmelerinde sağladığı üstünlükleri nedeniyle birçok alanda araştırma konusu olmaktadır.

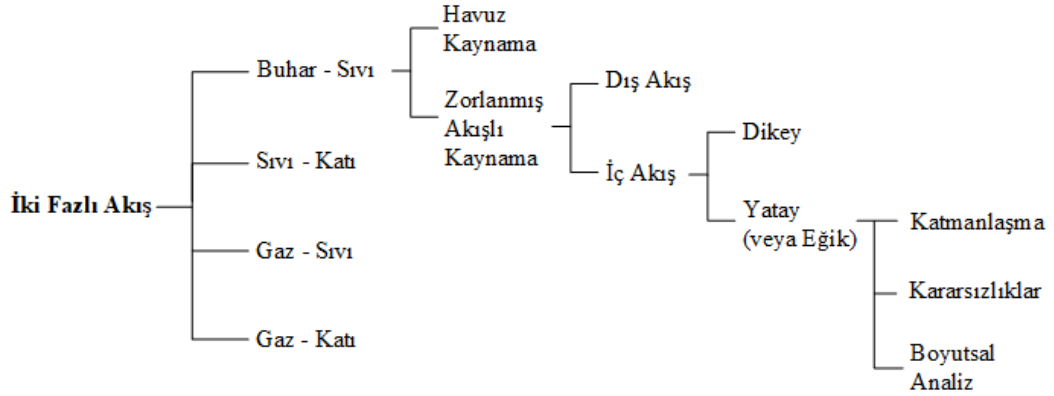
Kaynamalı ısı transferinde meydana gelen iki fazlı akış birçok endüstriyel alanlarda ve tesislerdeki ısı değiştiricileri, kazanlar, buhar santralleri, soğutma santralleri, reaktörler ve deniz suyu tuzu arıtma gibi sistemlerde yaygın olarak görülmektedir. İki fazlı akış sistemlerinde yerel ısı transferinin önemli ölçüde akış kaynamasından etkilendiği bilinmektedir. Gelişen teknoloji ve teknikler ile bu sistemlerin üretilmesi mini ve mikro kanallardaki iki fazlı akış ve ısı geçişi rejimlerinin her geçen gün biraz daha anlaşılmasına olanak sağlamaktadır. Mini ve mikro boyutlu sistemlerin yaygınlaşması ve üretim maliyetlerinin azaltılmasına ilave olarak yer ve zaman bakımından da kazanç elde edilmesini sağlamaktadır.

### 1.1. İki Fazlı Akış ve Mini Kanallar

İki fazlı akış; iki fazın (gaz, sıvı veya katı) etkileşimli akışını ifade eden bir terimdir. İki fazlı akış terimi farklı olaylara verilen genel bir isimdir. Bununla birlikte iki fazlı akıştan bahsedilebilmesi için “farklı yoğunluklara sahip olan iki madde aynı sistemde dengeli veya dengesiz koşullar altında eş zamanlı olarak mevcut” olmalıdır.

İki fazlı akışları; sıvı-katı, gaz-katı, buhar-sıvı ve gaz-sıvı olmak üzere dört ana gruptan oluşmaktadır (şekil 1.1). Buhar-sıvı akışı; sıvı ısıtıldığı ve sistemde kaynama oluştuğunda elde edilir. Taşınım mekanizmasına göre kaynama akışkan hareketi yoksa “havuz kaynama”, varsa “zorlanmış akışlı kaynama” olmak üzere iki kategoriye ayrılmıştır. Zorlanmış akışlı kaynama akış koşullarına göre “dış akış” ve “i akış” olarak sınıflandırılmıştır. Dış akış, bir akışkan içerisine daldırılmış, düzlemsel veya eğrisel yüzeyler üzerindeki ısı transferi ve akışkan akışını, i akış ise dairesel boru veya diğer geometrik kesitlere sahip kanal gibi kapalı bir alandan geçen akışı ifade

etmektedir. İç akış, akış yönüne göre “dikey akış”, “yatay akış” ve “eğik akış” olarak sınıflandırılır (Ding 1994).



**Şekil 1.1.** İki fazlı akışların genel sınıflandırılması (Ding 1994)

Literatürde çeşitli kanallarda kaynamalı ısı transferi ve akış rejimlerine ilişkin birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar farklı kanal pozisyonlarında gerçekleştirilmiş, farklı akış rejimleri tanımlanmıştır. Akış kanallarının sınıflandırılmasında çok farklı terminolojiler kullanılmıştır. Bazı araştırmacılar Laplace sabiti (L), Eötvös (Eö) ve sınır (Co) sayısı gibi boyutsuz sayıları kullanırken, bazı araştırmacılar akış kanalının geometrik yapısını mini ve mikro olarak tanımlamak için hidrolik çap aralığından yararlanmışlardır.

Yüzey alan yoğunluğu  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  den büyük olan ısı değiştiricilerini kompakt ısı değiştiricisi olarak sınıflandırmıştır (Shan, 1986). Bu sınır değeri hidrolik çapı ( $D_h$ ) 6 mm'den küçük olan ısı değiştiricilerini kapsamaktadır. Bu sınıflandırmaya göre; makro ve mikro ölçekli kanallar arasında ayırım sınırı 6 mm'dir.

Küçük ölçekli kanallarda yüzey geriliminin baskınlığı için Eotvös sayısı kriterini türetmişlerdir (Brauner ve Maron, 1992). Burada;  $\sigma$  yüzey gerilimini,  $g$  yer çekimini,  $\rho_l$  ve  $\rho_g$  sıvı ve gaz-sıvı yoğunluğunu temsil etmektedir.

$$Eö = \frac{(2\pi)^2 \sigma}{(\rho_l - \rho_g) D_h^2 g} \quad (1.1)$$

Makro ve mikro ölçekli kanalların ayrımı için Laplace sabitine dayanan  $Co$  doğrulama sayısı önerilmiştir (Kew ve Cornwell, 1997).

$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{4\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (1.2)$$

Mikro ölçekli kanallar Laplace sabiti  $L$ 'ye göre ve daha küçük hidrolik çaplı akış kanalları olarak tanımlanmıştır (Triplett ve ark., 1999).

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (1.3)$$

Çeşitli küçük ve mini ısı değiştiricileri hidrolik çapa göre sınıflandırmıştır. Bu sınıflandırmaya göre makro ve mikro kanallar hidrolik çapın 1 – 6 mm aralığında yer almaktadır (Mehendale ve ark., 2000).

- Mikro ısı değiştiriciler:  $D_h = 1 - 100 \mu\text{m}$
- Ara ısı değiştiriciler:  $D_h = 100 \mu\text{m} - 1 \text{ mm}$
- Kompakt ısı değiştiriciler:  $D_h = 1 - 6 \text{ mm}$
- Geleneksel ısı değiştiriciler:  $D_h > 6 \text{ mm}$

Hidrolik çapı 3 mm'den büyük olan kanallar geleneksel kanal, 3 mm ile 200  $\mu\text{m}$  aralığındaki kanallar mini kanal, 200  $\mu\text{m}$  ile 10  $\mu\text{m}$  aralığındaki kanallar ise mikro kanal olarak sınıflandırmıştır (Kandlikar, 2002).

**Çizelge 1.1.** Akış kanallarının sınıflandırılması

Hidrolik Çap	Kanal Adı
> 3 mm	Geleneksel kanal
3 mm – 200 $\mu\text{m}$	Mini kanal
200 $\mu\text{m}$ – 10 $\mu\text{m}$	Mikro kanal



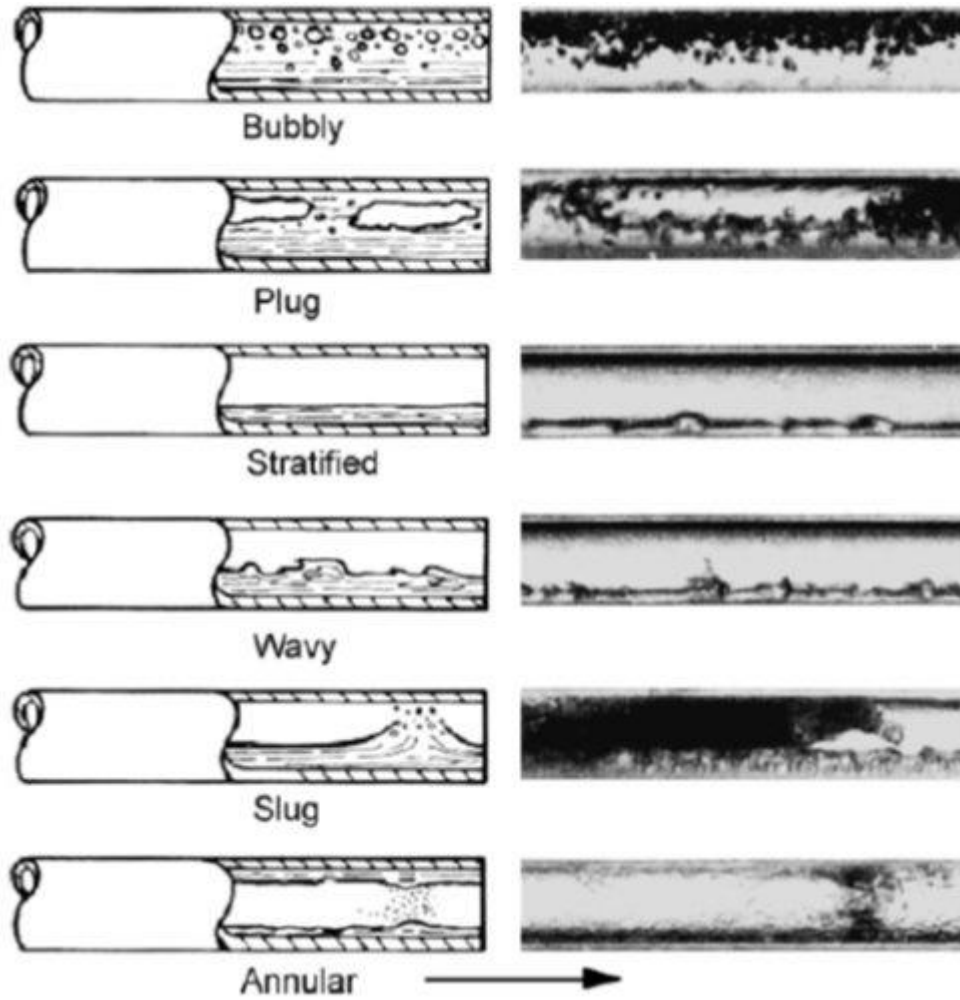
## 1.2. İki Fazlı Akış Kaynaması ve Rejimleri

Isıtılan bir yüzey çevresindeki sıvı akışkan doyma sıcaklığını aştığında yüzeydeki kaynama mümkün hale gelir. Kaynama sıvıdan buhara bir faz değiştirme işlemidir. Bu işlem sıvı – buhar ara yüzeyinde gerçekleşiyorsa buharlaşma, katı – sıvı ara yüzeyinde gerçekleşiyorsa kaynama olarak adlandırılır.

Isıtılmış yüzey üzerinde oluşan kabarcıklar yüzeyden ayrılır ve iki fazlı akış (gaz – sıvı) yığını ile taşınırlar. İki fazlı akışların temel özelliği iki faz arasında bir ara yüzeyin oluşması ve gaz – sıvı akışlarının da bu ara yüzeyde çeşitli şekiller almasıdır. Akış ve akış kanalının pozisyonu akış kaynaması rejimleri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Üniform olarak ısı akısı uygulanan boru veya bir kanal içerisinde kaynamalı akış da yaygın olarak meydana gelen akış rejimleri Resim 1.1’de gösterilmiştir.

Yatay akış kaynaması rejimleri, düşey akış kaynaması rejimleri ile benzerlik göstermektedir. Ancak yer çekiminin akış fazları üzerindeki etkisi yatay akış kaynaması rejimlerinde farklılık meydana getirmektedir. Bu farklılık yer çekiminin akış kanalı içerisindeki sıvı ve gaz fazlarının yoğunluklarına farklı etki yapmasından meydana gelmektedir. Sıvı fazı akış kanalının dibine, gaz fazı ise akış kanalının üstüne yönelir ve asimetric faz dağılımı meydana gelmektedir. Belirli şartlar altında kaynamalı akışlarda meydana gelen akış rejimleri; kanal geometrisine, akış debisine ve akışkan üzerine etkiyen kuvvetlerin arasındaki etkileşime bağlıdır.

Tek (sıvı) fazda akış kanalına giren akışkan, uygun kaynama koşullarında az miktarda gaz buharının oluşmasıyla kaynamaya başlar. Bu durum kabarcıklı akış (bubble) olarak adlandırılır. Akış kaynamasının başlamasıyla birlikte ısı transferi katsayısı hızlı bir şekilde artar. Az miktardaki gaz buharları, ısıtılan kanal boyunca ilerlerler ve birleşerek kabarcıklı akışa göre nispeten büyük gaz buharlarını meydana getirirler. Bu durum plug akış olarak adlandırılmaktadır. Literatürde bazı araştırmacılar bu akışı tıkaç akış olarak da adlandırmaktadır. Bu çalışmada buhar kabarcıklarından oluşan bu akış plug akış olarak adlandırılacaktır. Çok düşük kütle debilerinde tabakalı (stratified) akış meydana gelmektedir. Isı akısının artması ve kütle akısına bağlı olarak, yer çekiminin etkisiyle de dalgalı akış rejimi oluşur.



**Resim 1.1.** Yatay mini kanalda akış kaynaması rejimleri (De Schepper ve ark., 2008).

Gaz ve sıvı akışının artmasıyla birlikte slug akış rejimini oluşturmaktadır. Literatürde bazı araştırmacılar bu akışı darbeli akış olarak da adlandırmaktadır. Ancak bu çalışmada bu akış rejimi slug akış olarak adlandırılacaktır. Plug akış ile slug akış arasındaki en belirgin fark; akış kanalındaki sıvı kütlelerinin arasında daha büyük bir gaz kabarcığının oluşmasıdır. Bu akış rejiminde ısı transfer katsayısı kabarcıklı akış rejimine nispeten daha sabit bir artış gösterir. Gaz fazındaki artış halkalı akışı geliştirmektedir. Yüksek gaz fazlarındaki akışlarda ise sisli akışa ulaşılır. Literatürde bazı araştırmacılar halkalı akış ve sisli akış rejimlerini aynı kabul etmektedirler. Ancak bazı çalışmalarda halka şeklindeki filmin en ince olduğu cidarda sisli akış meydana gelmektedir ve sıvı fazının tamamen buharlaşmasıyla akış kanalında tam kuruluk meydana gelmektedir. Akış kanalı duvar çeperinde akışkanın azalması ile birlikte ısı transfer katsayısı da hızla azalmaktadır.

### Kabarcıklı (bubbly) akış

Kabarcıklı akış da gaz veya buhar fazı akan sıvı fazın içerisinde küçük baloncuklar formuna ayrılır. Isıtma yüzeyinden ayrılan kabarcıklar sıvı fazın debisine bağlı olarak küçük ve küresel geometrik formda sıvı akışının içerisine katılırlar. Bu durumda kabarcıkların boyutu ısı akışı ve debiye bağlı olarak artış gösterir.

### Plug akış

Plug akışta gaz veya buhar kabarcığı yaklaşık olarak kanal çapı kadardır. Birbirini takip ederek kanal duvarından ayrılan gaz kabarcıkları, burnu tipik bir küresel başlık geometrisine bürünerek plug akış rejimini oluştururlar. Kanal içerisindeki sıvı fazdaki akış plug akış rejimleri arasında bulunmaktadır. Sıvı fazı içerisinde küçük kabarcıklı akış rejimini içerebilir. Ana gaz fazının uzunluğu akış debisi ve ısı akışına bağlı olarak değişebilir.

### Tabakalı (stratified) akış

Bu akış rejimi düşük sıvı ve gaz hızlarında, iki fazın tamamen ayrılması ile gözlemlenir. İki faz, normal yer çekimi koşulları altında kesintisiz bir yatay ara yüzle, akış kanalının alt kısmına akan sıvı ile açıkça ayrılır.

### Dalgalı (wawe) akış

Gaz hızının tabakalı akış koşulları altında artırılması durumunda, sıvı – gaz ara yüzünde dalgalar meydana gelir. Bu dalgalar kanal içerisinde akış yönünde ilerler. Dalgaların genliği, fazlar ile yoğunlukları ve yüzey gerilimleri gibi akışkanların özellikleri arasındaki bağıl hıza bağlıdır.

### Slug akış

Plug akış koşulları altında gaz hızı arttığında akış kanalı içerisinde küçük gaz kabarcıklarını içeren slug akış meydana gelir. Kanal içerisindeki bu akış rejimi, plug akışına kıyasla daha kaotik hale gelir ve slug akış ile uzun gaz kabarcıkları arasındaki

ara yüz daha az keskin hale gelir. Sıvı kütlenin plug akışa göre daha büyük bir gaz kabarcığı ile ayrılmış daha belirgin bir yapısıdır.

### Halkalı (annular) akış

Akış kanalı içerisinde kayda değer miktarda sıvı ile birlikte bulunan gaz veya buhar fazı kanal duvarı üzerinde nispeten kalın bir sıvı faz filminin çeperinden akışını gerçekleştirir.

### Sisli akış

Halkalı akış rejiminde kanal duvarında sıvı fazındaki akış tamamen gaz veya buhar akışı haline geçer ve kanal içerisinde kuruluk sonlanır.

## 2. LİTERATÜR

### 2.1. Dikdörtgen Mini Kanallarda Akış Kaynaması Isı Transferi ve Akış Rejimleri

Kew ve Cornwell (1997), deneysel çalışmalarında çapı 1,39 mm ile 3,69 mm arasında değişen ve uzunluğu 500 mm olan kanal içerisinde R-141b akışkanının basınç değişimini ve kaynama ısı transferini araştırmışlardır. Kısıtlama sayısı olarak bilinen Co sayısını formüle ederek sunmuşlardır. Deneysel çalışmalarında kabarcıklı akış ve ısı transferi katsayı arasında bir ilişkinin olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Çalışmalarında artan ısı akısıyla birlikte meydana gelen kabarcıkların ısı transferi katsayısını arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Kasza ve ark. (1997), dikdörtgen kesitli bir kanalda çekirdekli akış kaynamasını yüksek hızlı kamera kullanarak gözlemlemişlerdir. Deneysel araştırmalarında çekirdekli akış kaynamasında ısı transfer katsayısının büyük kanallara kıyasla dar, küçük kanallarda daha yüksek olduğunu vurgulamışlardır. Kaynama esnasında meydana gelen kabarcıkları, kabarcıkların kanal yüzeyleriyle olan ilişkilerini ve kabarcıkların diğer kabarcıklarla olan ilişkilerini gözlemlemişlerdir.

Xu (1999), içerisinde adyabatik hava – su akışkanının davranışını 12 mm genişliğinde 260 mm uzunluğunda ve 3 farklı derinlikte (0,3 mm – 0,6 mm – 1 mm) tasarladığı dikdörtgen mini kanalları dikey pozisyonda sırasıyla incelemiştir. Deneysel mini kanallardaki akış rejimlerini yüksek hızlı kamera ile görüntülemiştir. 1 ve 0,6 mm derinliğindeki mini kanallardaki araştırma sonuçlarında akış rejimleri literatürdeki deneysel çalışmalar ile benzer şekildedir. Ancak 0,3 mm derinliğindeki mini kanaldaki akış rejimleri literatürdeki diğer çalışmalar ile farklılık göstermiştir. Kabarcıklı akış rejimi çok düşük gaz hızlarında bile meydana gelmemiştir.

Agostini ve ark. (2002), yaptıkları çalışmada sıvı akışkan R-134a'nın yatay ve dikey akış pozisyonunda mini kanaldaki sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. 2,01 mm hidrolik çaplı birbirine paralel 11 kanaldan oluşan alüminyum mini kanal kullanmışlardır. Yapılan deneylerde kütle akılarını 28 – 800 kg/m<sup>2</sup>s arasında, ısı akılarını ise 0,84 – 22 kW/m<sup>2</sup> arasında değiştirmişlerdir. Çalışmalarında basınç 2000 kPa, giriş sıcaklığı 70 K'dir. Bulgularını, literatürde

bulunan normal boyutlu kanallar ile kıyaslanıp değerlendirilmişlerdir. Mini kanallı sistemlerde  $Re \approx 2000$  seviyelerinde laminar – türbülans geçişi görülmektedir. Bu aralık için literatürde bulunan  $500 < Re < 7000$  bölgesini kapsayan bağıntıları kullanılabilir bulmuşlardır.

Satitchaicharoen ve Wongwises (2004), dikey mini kanallarda akış rejimlerini, kanal genişlikleri ve boşluk boyutlarını deneysel olarak incelemişlerdir. 5 farklı dikdörtgen mini kanal tasarlamışlardır. Kanal ölçüleri 40x1 mm, 40x2 mm, 40x3 mm, 20x2 mm, 60x2 mm ve kanal uzunluğu 1000 mm'dir. Hava – su, %20 gliserin – hava, %40 gliserin – hava karışımlarını iş akışkanı olarak kullanmışlardır. Deneylerde yüksek hızlı kamera ile akış rejimlerini gözlemlemişlerdir. Sonuçlarda kabarcıklı akış sadece 40x3 mm ölçülerindeki kanal içerisinde hava – su akışkanında meydana gelmiştir. Aynı genişliğe sahip kanallarda birbirinden farklı boşluklar gözlemlemişlerdir. Viskozitenin çeşitli akış modellerinin meydana gelmesinde önemli bir etkisinin olduğu sonucuna ulaşmışlardır. İnce sıvı filmleri buharlaştığı zaman ısı transferi için gerekli olan katkıyı yaptığının sonucuna ulaşmışlardır.

Yun ve Kim (2004), deneysel çalışmalarında yatay pozisyondaki dikdörtgen kanal içerisinde karbondioksit ( $CO_2$ ) akışkanın iki fazlı akış rejimlerini araştırmışlardır. Tasarladıkları dikdörtgen kanal 16 mm genişliğinde ve 2 mm derinliğindedir. Kütle akısının akış rejimlerine olan etkini analiz etmişlerdir.  $CO_2$  akışkanının akış kaynamasında kabarcıklı akış, slug akış, dalgalı akış ve halkalı akış gözlemlemişlerdir. Elde ettikleri verileri literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Bu verilere bağlı olarak yatay dikdörtgen kanallardaki akış kaynaması için bir akış haritası geliştirmişlerdir. Çalışmalarının sonuçlarında literatürdeki mevcut çalışmalar ile benzer sonuçlar elde etmişlerdir. Weber sayısına dayalı modelleri slug – halkalı geçiş akışı olarak tanımlanan rejim için diğer modellere göre daha iyi tahminler verdiğini belirlemişlerdir. Buhar atalet kuvvetleri ve yüzey geriliminin slug – halkalı geçiş akışında önemli bir rol oynadığını tespit etmişlerdir.

Kuznetsov ve Shamirzaev (2007), deneysel çalışmalarında 1,6 mm derinliğe ve 6,3 mm genişliğe sahip dikey olarak konumlandıkları mini bir kanalda R-21 akışkanının kaynaması ve ısı transferini araştırmışlardır. Isı transfer katsayısını  $G=215$

kg/m<sup>2</sup>s ve G=50 kg/m<sup>2</sup>s olan kütle akıları, buhar kalitesinin ve ısı akısının birer fonksiyonu olarak hesaplamışlardır. Farklı ısı transfer mekanizmalarını akış modeline bağlı olarak belirlemişlerdir.

Hamdar ve ark. (2010), çalışmalarında hidrolik çapı 1 mm olan yatay mini kanalda kullandıkları HFC-152a akışkanının kaynamasını ve basınç değişimini incelemişlerdir. Konveksiyon ısı akılarını ters ısı transfer yöntemini kullanılarak elde etmişlerdir. Testlerini 600 kPa değerine yakın sabit bir sistem basıncında ve doymuş koşullar altında gerçekleştirmişlerdir. Yerel ısı transfer katsayılarını test hattının uzunluğu boyunca buhar kalitesinin bir fonksiyonu olarak belirlemişlerdir. Deneylerini, kütle akıları 200 – 600 kg/m<sup>2</sup>s arasında ve ısı akılarını 10 – 60 kW/m<sup>2</sup> arasında belirledikleri değerler için gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarını literatürdeki basınç değişimi ve kaynama ısı transferi çalışmaları ile karşılaştırmışlardır. Deney sonuçlarının Müller-Steinhagen ve Heck korelasyonu ile uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının kütle akısı ve buhar kalitesinden bağımsız olduğunu ve ısı transferinin çekirdek kaynamasında daha fazla olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Vassallo ve ark. (2010), tasarladıkları dikdörtgen bir kanalda üniform olarak ısıttıkları R-134a akışkanının iki fazlı akış sürtünme katsayısının hesaplanması ve akış topografisine olan etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde sistem basıncını 0,88 MPa, 1,34 MPa ve 2,34 MPa olarak, kütle akısı ise 510 kg/m<sup>2</sup>s, 1020 kg/m<sup>2</sup>s, 1740 kg/m<sup>2</sup>s ve 2040 kg/m<sup>2</sup>s değerlerinde gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarında elde ettikleri verileri önceki çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Hem ivme hem de sürtünme bileşenleri dahil toplam çarpan açısından Martinelli parametresini, Xtt ile yeniden değerlendirerek kenar film rejiminin tanımlanmasına, hızlanma basıncı düşüşü ve standart hesaplama için gerekli düzeltmeler geliştirmişlerdir.

Hu ve ark., (2011), atmosfer basıncı altındaki paralel mini kanallarda FC-72 akışkanının kaynamasını deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı döngü olarak tasarladıkları mini kanal sisteminin yüksek ısı dağılımlı sistemler için uygulanabilirliği üzerine çalışmışlardır. Mini kanal ısı dağılımını 96 W/cm<sup>2</sup> civarında ve cihaz sıcaklığını ise 85°C altında tutabilmek için araştırmalarını gerçekleştirmişlerdir.

Çalışmalarının sonuçlarında düşük ısı akılarında ısı transferi katsayısının genel olarak artış gösterdiği ve daha sonra azalmaya başladığı sonucuna ulaşmışlardır. Düşük basınçtaki ısı transferi verileri benzer çalışmalar ile aynı değerlerde ancak yüksek ısı transfer katsayıları değerlerinde olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının önemli ölçüde kütle akısı ve ısı akısına bağlı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Soupremanien ve ark. (2011), deneysel çalışmalarında 1,4 mm hidrolik çapa sahip fakat farklı derinlik ve genişliklerdeki iki dikdörtgen kanalda derinlik ve genişlik oranının ( $H/W=0,143$  ve  $H/W=0,43$ ) yatay akış kaynamasına olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında Forane-365HX akışkanını kullanmışlardır. Yapılan deneylerde kütle akılarını  $200 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  arasında ve ısı akılarını  $25 - 62 \text{ kW/m}^2$  arasındaki değerleri için yerel ısı transfer katsayılarını hesaplamışlardır. Deney düzeneğine yerleştirdikleri iki farklı kamera ile kanalların içerisindeki akış kaynamalarını akış hızına bağlı olarak gözlemişlerdir. Her iki akış modelini benzer koşullar altında karşılaştırmışlardır. Her iki mini kanalda ki kaynama, ısı transfer katsayısı ve basınç değerleri yapılan deneysel sonuçlarda birbirinden farklılık göstermiştir. Düşük ısı akısında derinlik – genişlik ( $H/W= 0,43$ ) oranı küçük olan mini kanalın yüksek ısı transfer katsayılarına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışmalarında mini kanalların derinlik – genişlik oranı parametrelerinin iki fazlı akış kaynamasında önemli bir rol oynadığı ve tek fazlı akışlarda da olduğu gibi ısı transferi özellikleri hidrolik çap aynı kalsa bile bu parametrelerden önemli ölçüde etkilendiğini tespit etmişlerdir.

Sun ve ark. (2011), mikro gözenekli yüzey ile kaplanmış mini kanallarda FC-72 akışkanın akış kaynamasını incelemişlerdir. Tasarladıkları dikdörtgen mini kanallar 0,49 mm, 0,93 mm ve 1,26 mm hidrolik çaptadır. Isı transferini geliştirmek için optimum mikro gözenekli tabakayı belirlemekte parçacık çapı ve kaplama kalınlığı gibi yapısal parametrelerin etkilerini araştırmışlardır. Deneylerini 5 farklı kaplama kalınlıklarına sahip mini kanalda gerçekleştirip sonuçları karşılaştırmışlardır. Deneysel çalışmalarında gözenekli mikro yapılı mini kanal yüzeylerinde FC-72 akışkanın kaynama ısı transferinde önemli ölçüde gelişme olduğu sonucunu tespit etmişlerdir. Optimum kaplamada kaynama sıcaklığının 10,3 K azaldığı ve maksimum ısı akısının ise %20 civarında artış göstermiştir. Ayrıca deney sonuçlarında optimum kaplama



kalınlığında ısı transferi katsayısının kaplanmamış mini kanallardaki değerine kıyasla 7 – 10 kat daha iyi olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Piasecka ve Maciejewska (2012), dikey ve yatay pozisyondaki dikdörtgen mini kanallarda kaynama durumundaki ısı transferini Trefftz fonksiyonları ve Beck yöntemini kullanarak araştırmıştır. Deneplerinde yüzey sıcaklığını hesaplayabilmek için sıvı termografi dağılımından faydalanmıştır. Kabarcıklı akış rejiminin oluşmaya başladığı ve hâkim olmaya başladığı süreçte kaynama gelişiminin ilk aşamalardan itibaren gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Mini kanaldaki akış kaynamasının başladığı anda ısı transferi katsayısında önemli bir artış meydana geldiği sonucuna ulaşmıştır.

Mortada ve ark. (2012), tasarladıkları mini kanalda düşük kütle akıları için R-134a ve R-1234yf akışkanlarının kaynamasını ve basınç dağılımlarını deneysel olarak araştırmışlardır. Dene sonuçlarında ısı transfer katsayılarını yapılan diğer deneysel çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Deneplerini 6 kanaldan oluşan mini kanalda gerçekleştirmişlerdir. Mini kanal dikdörtgen kesitle olmakla birlikte hidrolik çapı 1,1 mm'dir. Dene parametrelerinde kütle akısı 20 – 100 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısı 2 – 15 kW/m<sup>2</sup> ve buhar kalitesini 0 – 1 aralığında değiştirmişlerdir. Çalışmalarında konveksiyonel kaynama önceki çalışmaların aksine kaynama rejimi hâkim olarak saptamışlardır. Düşük kütle akıları için ısı transfer katsayısına kritik ısı akısının etkisini araştırmışlardır. Kütle ve ısı akılarını dört farklı aralıklarda tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının korelasyonunu bu dört farklı aralıklar için önermişlerdir.

Vakili-Farahani ve ark. (2013), hidrolik çapı 1,4 mm ve 7 paralel alüminyum kanaldan (1,1 mm x 2,1 mm) oluşan test sistemlerinde akış kaynamasını incelemişlerdir. R-1234ze ve R-245fa soğutucu akışkanlarını kullanmışlardır. Üniform olan veya üniform olmayan yerel ısı akılarının dağılımını hesaplamak ve verileri azaltmak için yeni bir teknik geliştirmişlerdir. Buhar kalitesi, ısı akısı, doyma sıcaklığı ve kütle akısının akış kaynaması ısı transferine etkilerini incelenmişlerdir. Isı transferi katsayısı ısı akısı ve kütle akısı ile artış göstermiştir. Dene sonuçlarını literatürdeki diğer benzer çalışmalar ile karşılaştırmışlardır.

**Çizelge 2.1.** Dikdörtgen kesitli mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal Tipi	Kanal Geometrisi	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap $D_h$ (mm)	Kanal Ölçüleri W(mm), H(mm) L(mm)	Parametreler G (kg/m <sup>2</sup> s), P(kPa) T(°C), q(kW/m <sup>2</sup> )
Kaniowski ve Poniewski (2013)	FC-72	Mini	Dikdörtgen	Dikey	3,9	W=20, H=0,5 – 1,5, L=360	q=58,3 – 132 P=116 – 184
Piasecka (2013)	FC-72	Mini	Dikdörtgen	Dikey	3,9	W=40, H=1, L=360	G=100-300 x=0-1, q=11,46-34,71
Piasecka (2014)	FC-72	Mini	Dikdörtgen	Dikey	3,9	W=40, H=1, L=360	G=235-285, x=0-0,01 q=8,06-34,71
Straž ve Piasecka (2016)	Su	Mini	Dikdörtgen	Yatay, Dikey,	2,9	W=16, H=1,7 L=180	P=128, q=98, q=135-145-155-165
				30°-60°-120° 150°-180°			
Li ve ark. (2017)	Su	Mini	Dikdörtgen	Yatay	0,94	W=5,01 H=0,52	G=200-300-400 q=20-300

**Çizelge 2.1.1.** Dikdörtgen kesitli mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları (devamı)

Rahman ve ark. (2018)	R-134a	Mini Dikdörtgen	Yatay, 20 paralel	0,6 0,8	W=19, G=50-200 H=2, x=0,1-0,9 L=852 T <sub>doyma</sub> =20-35
Straç ve ark. (2018)	FC-72 HFE7100 HFE7000	Mini Dikdörtgen	Yatay, Dikey, 30°-60°-120° 150°-180°	2,9 L=180	W=16, G=411-518 H=1,7 P=133-410 q=102

## 2.2. Dairesel Mini Kanallarda Akış Kaynaması Isı Transferi ve Akış Rejimleri

Pamitran ve ark. (2007), iki farklı yatay mini kanalda R-410a soğutucu akışkanının akış kaynaması ve ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Test kanallarını paslanmaz çelik borudan imal etmişlerdir. Hidrolik çapları 1,5 mm ve 3 mm, uzunluğu 1500 mm ve 3000 mm'dir. Mini kanallar elektrik ile ısıtılmıştır. Yerel ısı transfer katsayısını kütle akısı  $300 - 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $10 - 30 \text{ kW/m}^2$  ısı akısına göre belirlemişlerdir. Akış rejimleri haritalarını oluşturmuşlar ve çalışmalarını diğer çalışmalar ile karşılaştırmışlar. Çalışmalarının sonucunda R-410a için yeni bir ısı transfer katsayısı korelasyonu geliştirmişlerdir.

Shiferaw ve ark. (2007), R-134a akışkanının akış kaynaması ve rejimlerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde  $D_h=2,01 \text{ mm}$  ve  $D_h=4,26 \text{ mm}$  olan iki çelik boru kullanmışlardır. Kütle akısı  $100 - 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , çalışma basıncı  $8 - 12 \text{ bar}$  ve ısı akısı  $13 - 150 \text{ kW/m}^2$  dir. Yerel ısı transfer katsayısının; makro kanalda buhar kalitesinin  $\%40 - 50$  altında olduğunda, mini kanalda ise  $\%20 - 30$  altında olduğunda buhar kalitesi ile bağımsız olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Choi ve ark. (2009), deneysel çalışmalarında propanın iki fazlı akış kaynamasında ısı transferini ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Çalışmalarını  $D_h=1,5 \text{ mm}$  ve  $D_h=3 \text{ mm}$  olan iki mini kanalda gerçekleştirmişlerdir. Mini kanallar uzunlukları  $1000 \text{ mm}$  ve  $2000 \text{ mm}$  olan paslanmaz çelik borudan imal edilmiştir. Isı akısını  $5 - 20 \text{ kW/m}^2$ , kütle akısını  $50 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve doyma sıcaklığını  $0 - 10,5^\circ\text{C}$  değerleri için ısı transfer katsayısını buhar kalitesine bağlı olarak değerlendirmişlerdir. Mini kanal hidrolik çapı, kütle akısı, doyma sıcaklığı ve ısı akısının ısı transferi katsayısını etkilediği tespit etmişlerdir. Yeni bir ısı transferi katsayısı korelasyonu geliştirmişlerdir.

Tibirić ve Ribatski (2010), dairesel mini kanalda R-134a ve R-245fa iş akışkanının akış kaynaması ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Mini kanal hidrolik çapları  $2,3 \text{ mm}$ , ısıtma alanı uzunluğu  $464 \text{ mm}$  olan paslanmaz çelik borudan imal edilmiştir. Isı akısını  $5 - 55 \text{ kW/m}^2$ , kütle akısını  $50 - 700 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve kanal çıkışı doyma sıcaklığını  $22, 31$  ve  $41^\circ\text{C}$ 'dir. Akış rejimlerini yüksek hızlı kamera ile incelemişlerdir. Isı transfer katsayılarını  $1 - 14 \text{ kW/m}^2\text{K}$  arasında belirlemişlerdir. Isı

transfer katsayısını ısı akısının, kütle akısının ve buhar kalitesinin bir fonksiyonu olarak belirlemişlerdir. Deney sonuçlarını literatürdeki diğer sonuçlardan bazıları ile kıyaslamışlardır.

Ozawa ve ark. (2011), yatay mini kanalda CO<sub>2</sub> akış kaynamasını ısı transferini, akış rejimlerini, basınç düşümünü, yüksek basınç da kritik ısı akısını incelemişlerdir. Dairesel mini kanal hidrolik çapları 0,51 mm ve 3 mm'dir. Deneylerini; ısı akısını 5 – 40 kW/m<sup>2</sup>, kütle akısını 80 – 900 kg/m<sup>2</sup>s, 4 MPa basınç da 5,30°C doyma sıcaklığında ve 7 MPa basınç da 28,7°C de gerçekleştirmişlerdir. Bulgularında kanal duvarlarının ısı transferinde belirgin bir farklılığa neden olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Literatürde önerilen akış modeli geçiş kriterlerine akış bulgularına dayalı yeni bir yaklaşım önermişlerdir.

Oh ve ark. (2011), R-134a, R-22, R-410a, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ve CO<sub>2</sub> akış kaynaması ısı transferini yatay dairesel mini kanallarda deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde ısı akısını 5 – 40 kW/m<sup>2</sup>, kütle akısını 50 – 600 kg/m<sup>2</sup>s, doyma sıcaklığını 0 – 15°C değerlerindedir. Mini kanallar paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Mini kanalların hidrolik çapları 0,5 mm 1,5 mm 3 mm ve kanal uzunlukları 330, 1000, 1500 ve 3000 mm'dir. Deney sonuçlarını ve akış rejimlerini Wang ve ark. (1997) ve Mojtan ve ark. (2005) 'a göre haritalandırmışlardır. Kütle akısının, ısı akısının, doyma sıcaklığının ve mini kanal giriş çapının ısı transferi katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Wu ve ark. (2011), paslanmaz çelik malzemeden imal ettikleri dairesel mini kanalda CO<sub>2</sub>'in akış kaynaması ısı transferi ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Mini kanal yatay pozisyonda konumlandırmışlardır. Mini kanal giriş çapı 1,42 mm ve uzunluğu 0,3 m'dir. Buhar kalitesine bağlı olarak ısı transferi ve basınç düşümünü; kütle akısı 300 – 600 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısını 7,5 – 29,8 kW/m<sup>2</sup> ve doyma sıcaklığını -40 – 0°C değerleri için belirlemişlerdir. Sonuçlarını 2000 deneysel veriden elde etmişler ve literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Sonuçlarının benzerlik gösterdiğini belirtmişlerdir.

Mikielewicz ve ark. (2011), tasarladıkları mini kanallarda iki fazlı akış kaynamasında kuruluk rejimini kanal giriş çapları 1,15 mm ve 2,3 mm olan dairesel mini kanallarda düşey pozisyonda deneysel olarak araştırmışlardır. SES36 ve R-123 akışkanlarını düşük kaynama değerine sahip olduklarından dolayı tercih etmişlerdir. Kanal duvarlarında meydana gelen kuruluk başlangıcı ve gelişimini kamera ile gözlemlemişlerdir. Sonuçlarını literatürdeki diğer çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Deneysel verilerine göre yeni bir korelasyon önermişlerdir.

Liu ve ark. (2011), mini ve mikro kanallarda suyun akış kaynamalı ısı transfer katsayısını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal hidrolik çapları 0,293 mm ve 1,2 mm'dir. Mini kanal için kütle akısı 11,09 – 44,36 kg/m<sup>2</sup>s, mikro kanal için 49,59 – 198,37 kg/m<sup>2</sup>s değerlerindedir. Isı akısını 5 – 50 W/cm<sup>2</sup> uygulamışlardır. Kanal çıkış buhar kalitesini 0 – 0,8 olarak belirlemişlerdir. Deneysel sonuçlarına göre ısı transfer katsayısını buhar kalitesi ve ısı akısına bağlı olarak ilişkilendirmişlerdir. Buhar kalitesinin ve ısı akısının artmasıyla ısı transfer katsayısının da arttığını, aynı kütle ve ısı akılarında mikro kanallarda mini kanallardan daha fazla ısı transfer katsayısı elde edilebileceğini belirtmişlerdir. Isı transfer katsayısı için yeni bir korelasyon belirlemişlerdir.

Hu ve ark. (2011), paralel mini kanallarda FC-72 akışkanının akış kaynamasını deneysel olarak araştırmışlardır. Mini kanal kesit alanı 0,8x2 mm<sup>2</sup>, uzunluğu 20 mm'dir. Farklı şartlar altında ısı transfer katsayısını ve basınç düşümünü incelemişlerdir. Deneyslerini giriş basıncı 73 – 101 kPa, kütle akısını 71 – 250 kg/m<sup>2</sup>s, kanal çıkış buhar kalitesi 0 – 0,9 ısı akısını 25 – 150 W/cm<sup>2</sup> şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Isı transfer katsayısının yüksek oranda kütle akısı ve ısı akısına bağlı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Dall'Olio ve Marengo (2012), cam mini kanal içerisinde R-134a akışkanının akış kaynamasını incelemişler ve akış rejimleri karakteristiklerine yeni bir istatistiksel yaklaşım geliştirmişlerdir. Akış kaynaması rejimleri için görüntü işleme tekniği geliştirmişlerdir. Giriş çapı 0,4 mm ve 4 mm olan dairesel cam kanallarda kütle akısını 20 – 122 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısını 200 – 45000 W/m<sup>2</sup> ve 20 – 25°C doyma sıcaklığında deneyslerini gerçekleştirmişlerdir. Akış rejimlerini istatistiksel bir bakış açısı ile

tanımlamış ve geçiş bölgesini nicel olarak karakterize etmişlerdir. Akış rejimleri geçişlerinin istatistiksel bir yaklaşımla da analiz edilebilen bir olgu olduğunu ve akış model varyasyonlarının sadece kütle akısının ve buhar kalitesinin bir fonksiyonu olduğunu değil aynı zamanda kaynama rejimlerinde yerçekimi etkilerinin de rolü olduğunu belirtmişlerdir.

Mikielewicz ve ark. (2012), R-123 akışkanının iki farklı hidrolik çapa sahip dairesel mini kanalda akış kaynamasını karşılaştırmışlardır. Mini kanal olarak gümüş tüpleri tercih etmişlerdir. Kanal çapları 1,15 ve 2,3 mm'dir. Deneylerinde buhar kalitesi 0,01 – 0,9 kütle akısı 650 – 3000 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısı 40 – 80 kW/m<sup>2</sup> ve doyma sıcaklığı 30 – 70°C'dir. Deneylerinde, buhar kalitesinin dağılımının iki önemli gelişimine yol açan ısı transfer katsayısının kendine özgü bir dağılımı gözlemlemişlerdir.

Del Col ve ark. (2013), çapı 1 mm olan dairesel mini kanalda R-1234yf akışkanının akış kaynamasını deneysel olarak incelemişlerdir. Yerel ısı transfer katsayılarını ölçümlemişlerdir. R-134a akışkanı ile bir karşılaştırma yapmışlardır. Deneylerini kütle akısı 200 – 600 kg/m<sup>2</sup>s ve doyma sıcaklığını 31°C şartları için gerçekleştirmişlerdir. Aynı kanalda 300 – 500 kg/m<sup>2</sup>s kütle debilerindeki yerel ısı transfer katsayılarının R-134a için aynı şartlar altında yakın değerlerde olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının kütle debisine ve ısı akısına bağlı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Mikielewicz ve ark. (2013), R-123 akışkanının dairesel mini kanalda türbülanslı akış da kaynama ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Kanal çapı 2,8 mm ve uzunluğu 380 mm'dir. Deney parametreleri; 534 – 3011 kg/m<sup>2</sup>s kütle debisinde, 28,5 – 68,4 kW/m<sup>2</sup> ısı akısında ve doyma sıcaklığı 23 – 86°C'dir. Türbülleştiricilerin kullanımının, kuruma oluşumunun süresinin lokalizasyonu üzerinde etkili olabileceği ve bu durumda bazı çalışmalarda yararlı olabileceğini belirtmişlerdir.

Maqbool ve ark. (2013), düşey dairesel mini kanalda propanın iki fazlı akışta ısı transferi ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Mini kanal; çapı 1,7 mm ve ısıtma uzunluğu 245 mm olan paslanmaz çeliktir. Deneylerinde doyma sıcaklığı 23 – 33 – 43°C'dir. Isı akısı 5 – 280 kW/m<sup>2</sup> ve kütle akısı 100 – 500 kg/m<sup>2</sup>s'dir. Deney sonuçları

göstermiştir ki, ısı transfer katsayısı doyma sıcaklığının, ısı akısının, kütle akısının ve buhar kalitesinin artmasıyla artış göstermiştir.

Sempértegui-Tapia ve ark. (2013), R-134a ve R-245fa akışkanın iki fazlı akış kaynaması hidrolik çapı 1,1 mm ve 2,32 mm olan mini dairesel kanalda yatay pozisyonda deneysel olarak incelemişlerdir. Doyma sıcaklığı 22 – 31 – 40°C ve kütle akısı 100 – 600 kW/m<sup>2</sup>'dir. İki fazlı akış rejimlerini görüntülemek için nesnel bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu yöntem, iki fazlı akışın meydana geldiği şeffaf bir boruda bulunan bir çift diyot lazer sensörü, yerel basınçtaki değişimi belirlemek için bir mikro piezoelektrik basınç dönüştürücü ve akışkan içindeki bir mikro termokupl ölçüm cihazlarından gelen sinyallerin aynı anda işlenmesine dayanır. Akış kanalı boyunca kabarcık büyüme hızının buhar kalitesinin ve kütle akısının artırılmasıyla arttığı aynı zamanda doyma sıcaklığının ve kanal çapının azalmasıyla arttığını belirtmişlerdir.

Del Col ve ark. (2014), deneysel çalışmalarında, mini kanallarda propan (R290) akışkanın termal performansını, iç çapı 0,96 mm olan dairesel kesitli yatay mini kanal içerisindeki sürtünme basıncı düşüşünü, yoğuşma ve akış kaynama ısı iletim katsayılarını belirlemeyi amaçlamışlardır. Yerel ısı transfer katsayıları yoğunlaşma sırasında ve akış kaynamasında 100 – 1000 kg/m<sup>2</sup>s kütle hızları aralığında ölçümlenmişlerdir. Isı transfer katsayısının büyük ölçüde ısı akısı ve kütle debisine bağlı olduğu azda olsa buhar kalitesinden etkilendiğini belirtmişlerdir.

Kim ve Mudawar (2014), çalışmalarında çevresel olarak eşit ısı akısı uygulanan dairesel mini/mikro kanallarda halkalı akış kaynaması ile ilişkili iki fazlı ısı transfer özelliklerini incelemiştir. Teorik bir kontrol hacmi temelli modelde, halka şeklindeki sıvı film ve buhar fazı arasındaki pürüzsüz arayüz varsayımlarına ve kanal çevresindeki üniform film kalınlığına dayanarak geliştirmiştir. Yerel ısı transfer katsayılarını doğru belirleyebilmeleri için yeni bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Literatürde mini kanallarda iki fazlı akış çalışmaları üzerine birçok araştırma mevcuttur. Buna karşın periyodik daralan – genişleyen mini kanallarda R-134a soğutucu akışkanın kaynama davranışının incelendiği bir çalışma bulunmamaktadır.



Ayrıca periyodik daralan – genişleyen mini kanalarda soğutucu akışkan R-134a akış rejimlerinin görselleştirilmesi hakkında detaylı bir bilgi bulunmamaktadır. Literatürdeki bu eksiklikleri gidermek amacıyla mini kanal giriş sıcaklığının akış kaynaması ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla düz ve periyodik daralan – genişleyen kanalar tasarlanmıştır. Çalışma basıncı olarak 3 ve 4 bar seçilmiştir. Her iki basınçta da giriş sıcaklığı  $-1^{\circ}\text{C}$ 'de sabitlenmiştir. Böylece aşırı soğutulmanın kaynama üzerindeki etkisi belirlenmiştir.



Çizelge 2.2. Dairesel mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal Tipi	Kanal Geometrisi	Kanal Pozisyonu		Hidrolik Çap $D_h$ (mm)	Kanal Ölçüleri $W$ (mm), $H$ (mm) $L$ (mm)	Parametreler $G$ (kg/m <sup>2</sup> s), $P$ (kPa) $T$ (°C), $q$ (kW/m <sup>2</sup> )									
				Kanal	Pozisyonu												
Anwar ve ark. (2014)	R-152a	Mini	Dairesel	Düşey	1,6	L=245	T=27 – 32, G=100 – 500, q= 5 – 245										
								R-1234yf	Mini	Dairesel	Yatay	1,5 – 3	L=1000 – 2000	G=50 – 600, q=5 – 60, T=0 – 10,			
															R-744	R-717	R-290
Anwar ve ark. (2015)	Amonyak – su	Mini	Dairesel	Düşey	0,4	L=800	G=120 – 175, q=1 – 10										

**Çizelge 2.2.** Dairesel mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları (devamı)

Gugliermetti ve ark. (2016)	FC-72	Mini	Dairesel	Yatay	1	P=300 – 500 q=1,6 – 191 G=800 - 1200
Capo ve ark. (2017)	R-245fa CO <sub>2</sub>	Mini	Dairesel	Yatay	2,95	T=20 – 40, G=50 – 100 – 200 – 400
Jige ve ark. (2017)	R-32	Mini	Dairesel	Yatay	1 – 2,2 – 3,5	T=15, G=50 – 100 – 200 – 400
Del Col ve ark. (2017)	R-1234ze R-32 R-290	Mini	Dairesel	Yatay	0,96	G=100 – 200 – 300 – 400 – 500 – 600
Diani ve ark. (2017)	R-1234yf	Mini	Dairesel	Yatay	2,4	G=375 – 940, q=10 – 50, T=30
Jiang ve ark. (2017)	R-744	Mini	Dairesel	Yatay	0,6 – 1,5	q=7,5 – 30, G=300 – 600

**Çizelge 2.2.** Dairesel mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları (devamı)

Chen ve ark. (2017)	Nitrojen	Mini	Dairesel	Yatay	2,92	G=140 – 330,
		Makro			3,96	P=170 – 350, q=0,5 – 69,4
Sadaghiani ve Koşar, (2017)	Su	Mini	Dairesel	Yatay	600 – 900 $\mu\text{m}$	L=30 – 60 – 120 G=3000 – 8000 q=0 – 1200
Chen ve ark. (2017)		Mini	Dairesel	Düşey	2,15 – 4,99 – 6,88	L=100 G=700 – 1500, T=70 – 75 – 80, q=50 – 330
		Makro				
Chien ve ark. (2017)	R-32	Mini	Dairesel	Yatay	1,5	G=150 – 500, T=10, q=5 – 20
	R-290					
	R-744					
Zhu ve ark. (2017)	R-32	Mini	Dairesel	Yatay	1 – 2	T=10 – 20, q=10 – 30, G=50 – 600

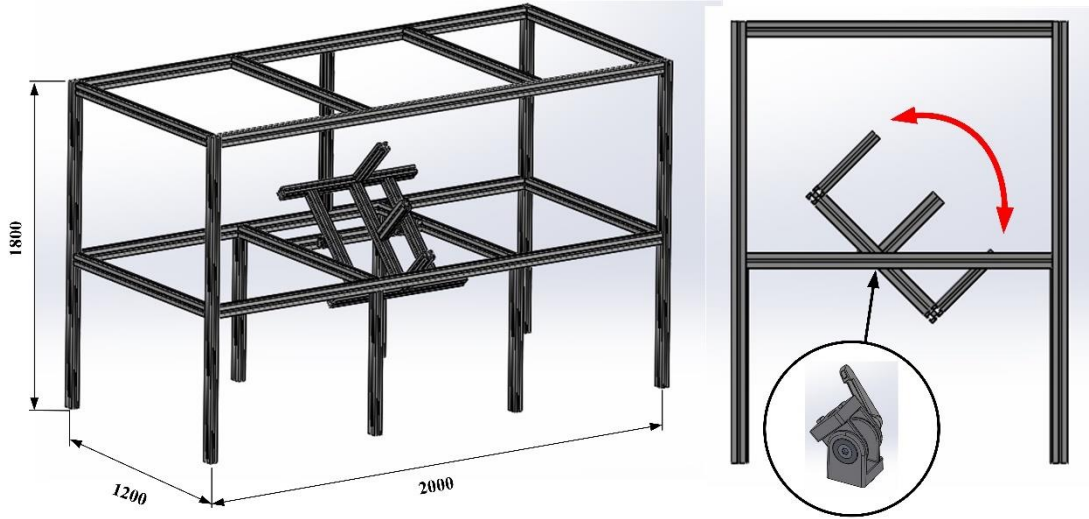
**Çizelge 2.2.** Dairesel mini kanallarda akış kaynaması ısı transferi çalışmaları (devamı)

Zhang ve ark. (2017)	Nitrojen	Mini	Dairesel	Yatay	2,92	L=1000	P=192 – 350, q=1,4 – 43,7 G=170 – 310
Billiet ve ark. (2018)	R-245fa	Mini	Dairesel	Yatay	3		G=100 – 300 – 500 – 700, T=40 – 70 – 125, q=10 – 30 – 50

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Deney Düzeneginin Dizayni

Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının bir arada çalışmasını sağlamak amacıyla sigma profilden (45x60 mm ve 60x60 mm) yapısal bir çerçeve tasarlanmıştır. Çerçevenin boyutları (2000x1800x1200 mm) test sisteminin hareket kabiliyeti ve deney sisteminde kullanılan ekipmanların yer gereksinimleri göze alınarak tasarlanmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricisi, plakalı ısı değiştiricisi, debimetre, genişleme tankı ve test sistemi şartlandırma kabini çerçeveye yerleştirilmiştir. Test bölümünü açılı pozisyonda konumlandırabilmek için ayarlanabilir mafsal kullanılmıştır. Şekil 3.1.'de deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.

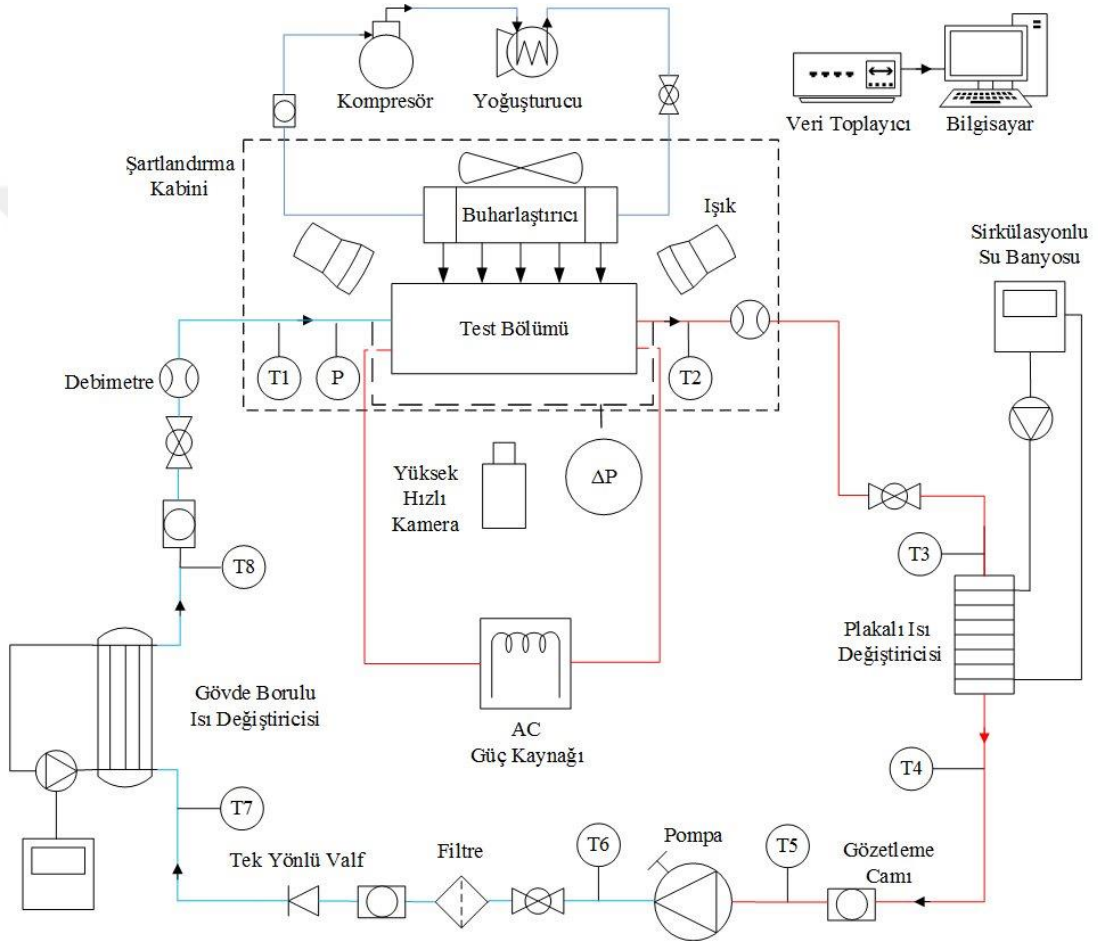


Şekil 3.1. Deney düzeneği yapısal elemanları

Deney düzeneği soğutma, test bölümü ve ısıtma devresinden oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik görünüşü Şekil 3.2'de verilmiştir. Deney düzeneği ve kullanılan ölçüm cihazlarının genel görünümü Resim 3.1' de verilmiştir.

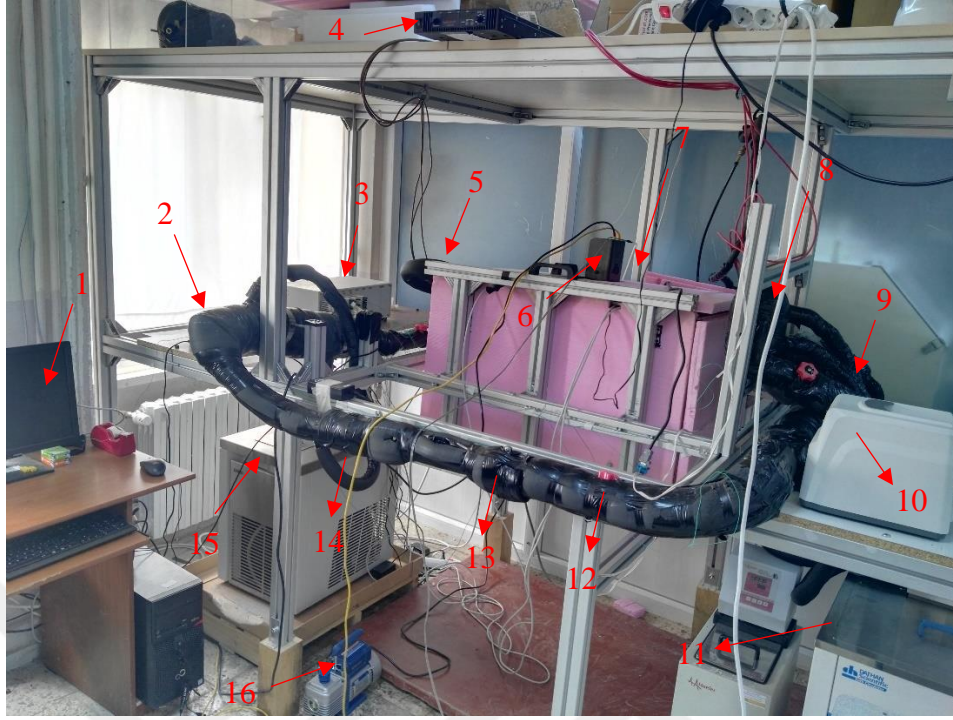
Soğutma devresinde başlıca; pompa, küresel vana, filtre, çek valf, gövde borulu ısı değiştiricisi, gözetleme camı, küresel vana ve debimetreden oluşmaktadır. Soğutma devresinde sıvı fazdaki soğutucu akışkan (R-134a), hassas bir şekilde kontrol edilebilen bir dişli pompa ile deney tesisatına istenilen debide gönderilmiştir. Pompa çıkışına bir adet filtre yerleştirilerek pompadan çıkan sıvı akışkanın temizliği yapılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricisine giren soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığını

kontrol edebilmek için sirkülasyonlu su banyosu kullanılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricinin (soğutma devresi) dış ceketine bağlanan soğutmalı sirkülasyonlu su banyosunda etil alkol ( $C_2H_6O$ ) – deiyonize su karışımı kullanılmıştır. Gözetleme camı, gövde borulu ısı değiştiricisinden çıkan iş akışkanının sıvı – gaz faz durumunun gözlemlenebilmesi için yerleştirilmiştir. Kütle debisini ölçmek için koriolis tipi debimetre kullanılmıştır.



**Şekil 3.2.** Deney tesisatı şematik görünümü

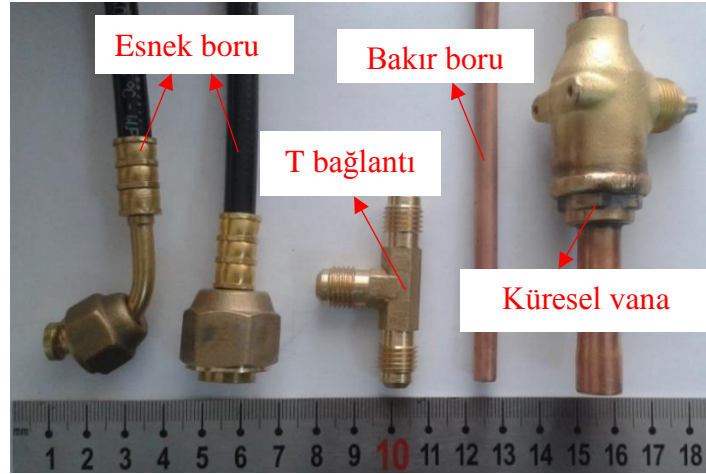
Isıtma devresi ise; genleşme tankı, plakalı ısı değiştiricisi, küresel vana ve gözetleme camından oluşmaktadır. Test bölümünden gaz ya da sıvı – gaz fazında çıkan soğutucu akışkan önce genleşme tankına girmektedir. Plakalı ısı değiştiricisi ikinci bir soğutmalı sirkülasyonlu su banyosuna bağlanarak soğutucu akışkanın pompaya sıvı fazda girmesi sağlanmıştır. Plakalı ısı değiştiricisinin (ısıtma devresi) dış ceketine bağlı olan sirkülasyonlu su banyosunda etil alkol ( $C_2H_6O$ ) – deiyonize su karışımı kullanılmıştır.



**Resim 3.1.** Deney düzeneğinin genel görünüşü. (1-Bilgisayar, 2-Gövde borulu ısı değiştiricisi, 3-Veri toplayıcı, 4-Güç kaynağı, 5-Debi ölçer, 6-Hızlı kamera, 7-Aydınlatma, 8-Genleşme tankı, 9-Plakalı ısı değiştiricisi, 10-Pompa, 11-15-Sirkülasyonlu su banyosu, 12-Küresel vana, 13-Filtre, 14-Çek valf, 16-Vakum pompası)

Deney sistemi tesisatında bakır ve plastik olmak üzere iki farklı tip boru kullanılmıştır (Resim 3.2). Şartlandırma ünitesinin hareketli bir mekanizmaya sahip olması ve mini kanal test bölümünün sökölüp takılabilmesi için bu bölümde esnek boru kullanılmıştır. Soğutma ve ısıtma bölümlerinde ise soğutucu akışkan ile reaksiyona girmemesi, düşük sıcaklıklara ve yüksek basınçlara direnç göstermesi nedeniyle bakır boru tercih edilmiştir. Deney sisteminde 1/4 inç çapta bakır boru kullanılmıştır.





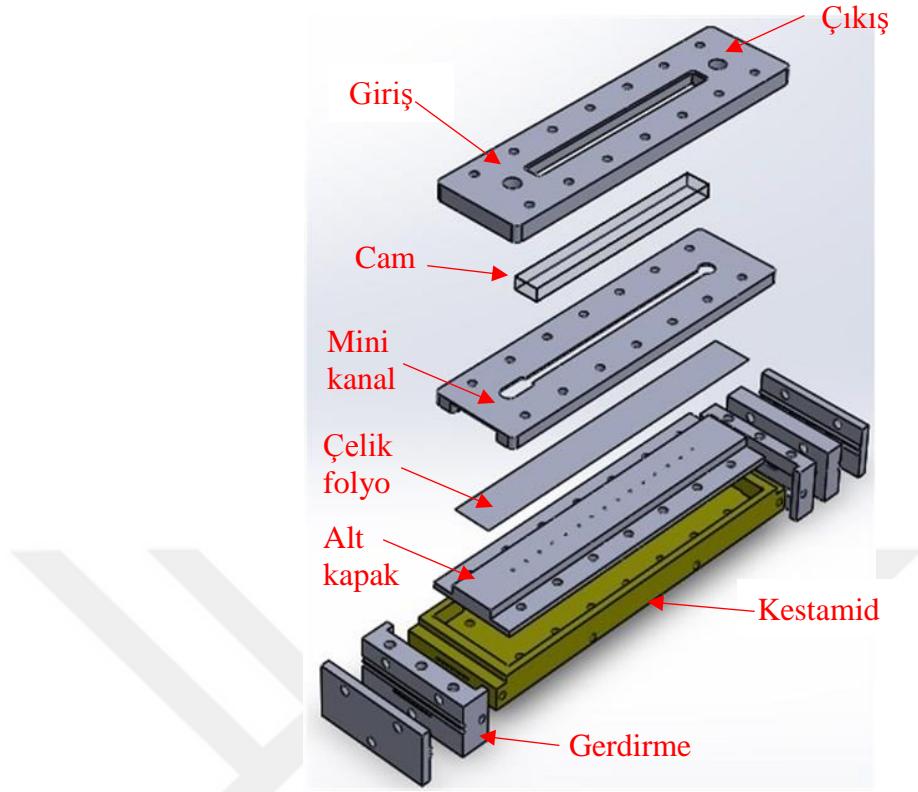
**Resim 3.2.** Deney tesisatında kullanılan bağlantı elemanları

### 3.2. Test Bölümü

Şartlandırma ünitesi 900x1200x400 mm boyutlarında sigma profil çerçeve üzerine şeffaf plexiglass monte edilerek imal edilmiştir (Resim 3.4). Şartlandırma ünitesinin kullanılmasındaki amaç test sisteminin yaklaşık faz değişim sıcaklığında tutulması, test sisteminin ve bağlantı elemanlarında kontrol dışı oluşabilecek ısı kayıplarını minimize etmektir. Şartlandırma ünitesi Şekil 3.1’de verilen sigma profil çerçeveye en az 90° dönecek şekilde monte edilmiştir.

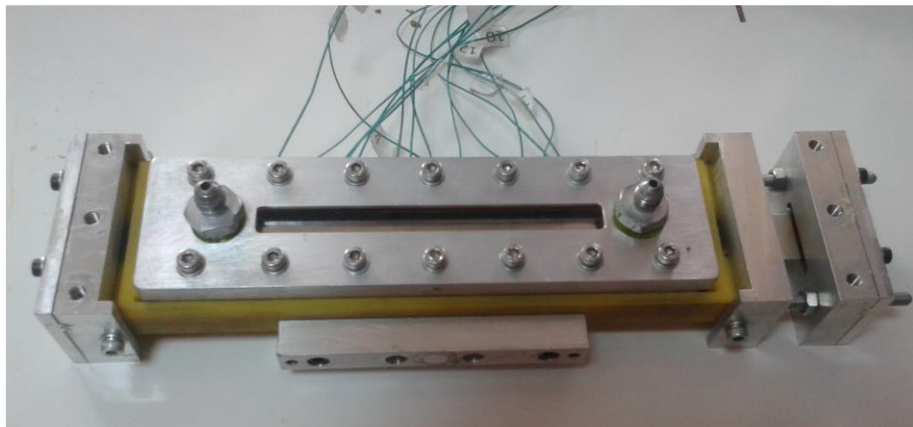
Mini kanal üniform ısı akısı ile ısıtılmaktadır. Bu amaçla bir gerdirme sistemi tasarlanarak mini kanal sistemine monte edilmiştir. Gerdirme sistemi 0,05 mm kalınlığındaki çelik folyo ile ısının homojen dağılması ve kanal yüzeyine düzgün bir şekilde monte edilmesini sağlamaktadır.

Isı akısının yalnızca çelik folyo üzerinden geçmesini sağlamak için gergi sistemi yalıtkan kestamid yardımıyla sabitlenmiştir. (Şekil 3.3)



**Şekil 3.3.** Mini kanal gerdirme test bölümü

Mini kanal sistemi kestamid içerisine gömülerek hem çelik folyonun mini kanal yüzeyinde sabit kalması hem de mini kanal sisteminin rijit bir şekilde sabitlenmesi sağlanmıştır (Resim 3.3). Sabit ısı akışı sağlamak için gergi sistemi her iki tarafından Sorensen TXT marka AC güç kaynağına bağlanmıştır. Mini kanal giriş ve çıkışına soğutucu akışkanın 90° döneceği şekilde rakor bağlanmıştır.

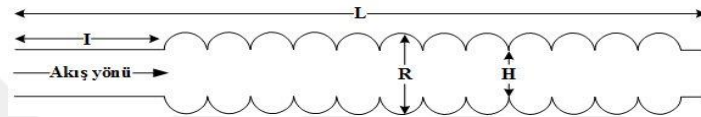


**Resim 3.3.** Test bölümünün görünüşü

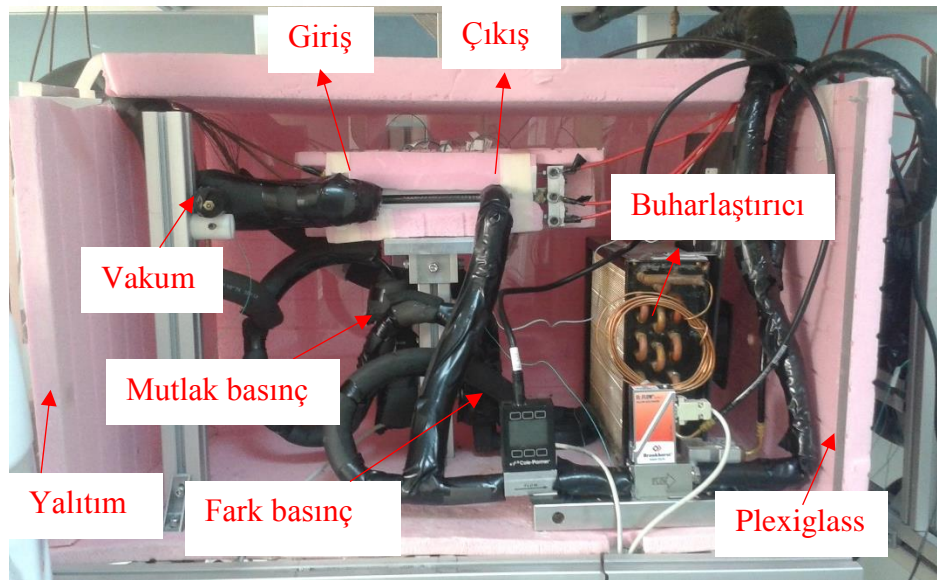
**Çizelge 3.1.** Mini kanal ölçüleri

$D_h$ (mm)	R (mm)	L (mm)	I (mm)	t (mm)	H/R
1,83	5,6	140	40	1,1	$\frac{1}{0,8}$
					$\frac{1}{0,5}$

Deneyisel çalışmada 3 farklı kanal kullanılmıştır. Bu kanalların ölçüleri Çizelge 3.1’de genelleştirilmiş şekli ise Şekil 3.4’de verilmektedir.

**Şekil 3.4.** Mini kanal geometrik parametreleri

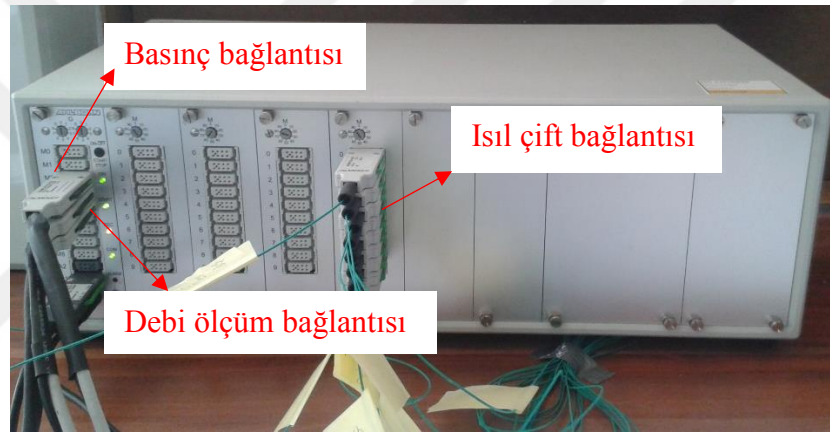
Kanallardan birisi mini düz kanal geometrisine sahipken diğer ikisi farklı ölçülerdeki daralan – genişleyen kanal geometrisine sahiptir. Mini kanal ve gergi sistemi 7075-T6 alüminyum plakadan imal edilmiştir.

**Resim 3.4.** Test bölümü şartlandırma kabini

### 3.3. Deney Düzeneginde Kullanılan Ekipmanlar

#### 3.3.1 Veri toplama sistemi

Deneyle sırasında sıcaklık, basınç ve debi değerleri deney düzeneğine yerleştirilen ölçüm cihazları ile ölçülmüştür. Ölçüm cihazlarının deney sistemindeki görünümü Resim 3.1’de verilmektedir. Veri toplayıcıya ısıt çiftler, basınç ölçer ve coriolis debimetre uygun konektörler ile bağlanmıştırd. Veri toplayıcı (Almemo 56901M) ile elde edilen veriler veri toplayıcıya özğü bir yazılım tarafından ölçülmekte ve kayıt edilebilmektedir (Resim 3.5).



**Resim 3.5.** Veri toplayıcı ve ölçüm cihazlarının bağlantısı

#### Isıl çiftler

Çalışmada 0,2 mm kalınlığa sahip Omega marka K-tipi (NiCr-Ni) ısıt çiftler kullanılmıştır. Isıl çiftlerin ölçüm aralığı  $-200^{\circ}\text{C}$  ile  $+1250^{\circ}\text{C}$  arasındadır. Sıcaklığa bağlı mikro volt cinsinden oluşan voltaj farkının sıcaklık cinsinden ölçülmesi için Resim 3.6’da verilen konektörler yardımı ile ısıt çiftler veri toplayıcıya bağlanmıştırd.



**Resim 3.6.** Isıl çift bağlantı elemanı

### Basınç ölçerler

Deneyleerde hem sistemin basıncını belirleyebilmek için mutlak basınç ölçer hem de mini kanal da oluşacak olan basınç farkını ölçebilmek için fark basınç ölçer kullanılmıştır. Aplisens marka PCE-28.smart model mutlak basınç ölçer ve Aplisens marka PRE-28.smart model fark basınç ölçerini veri toplayıcıya bağlanabilmesi için uygun bir adaptör sistemi kullanılmıştır. Ayrıca basınç ölçümünün uygun bir şekilde okunabilmesi için basınç ölçümü sistemi için kullanılan bağlantı elemanları yardımıyla veri toplayıcıya bağlantısı sağlanmıştır. Fark basınç ölçer 0 – 300 mbar mutlak basınç ölçer ise 0 – 16 bara kadar %0,1 hassasiyetle ölçüm yapabilme yeteneğine sahiptir.



**Resim 3.7.** Basınç sensörleri

### Koriolis tipi debi metre

Debi ölçümü için Bronkhorst marka “Mini Cori-Flow” koriolis tip debimetre kullanılmıştır. Debimetre ölçüm aralığı 0 – 30 kg/h olup hem sıvı hem de gaz ölçümleri yapılabilmektedir. Sıvı ölçümünde debimetre hassasiyeti  $\pm 0,2$  olurken gaz ölçümünde  $\pm 0,5$  değere sahiptir (Resim 3.8).



**Resim 3.8.** Debimetre

### 3.3.2. Sirkülasyonlu su banyoları

Deney düzeneğinin soğutma devresi ve ısıtma devresinde sirkülasyonlu su banyoları kullanılmıştır. Soğutucu akışkan test bölümü girişinde istenilen sıcaklıkta ve sıvı fazında olmalıdır. Soğutucu akışkanı gerekli oranda şartlandırmak için aşırı soğutma devresinde Lauda marka RP855 model sirkülasyonlu su banyosu kullanılmıştır. Su banyosu 8 litre kapasiteye sahiptir (Resim 3.9).



**Resim 3.9.** Aşırı soğutma devresi sirkülasyonlu su banyosu

Soğutucu akışkanın soğutulmasını sağlamak amacıyla sirkülasyonlu su banyosunda etil alkol ( $C_2H_5OH$ ) – deiyonize su karışımı kullanılmıştır. Normal şartlarda deiyonize suyun donma noktası  $0^{\circ}C$  ve etil alkolün donma noktası  $-114,1^{\circ}C$ 'dir. Bu iki akışkanın karışımı ile daha düşük bir donma noktası elde edilmiştir. Sirkülasyonlu su banyosunun çalışma sıcaklığı minimum  $-50^{\circ}C$ , maksimum  $+200^{\circ}C$ 'dir. Böylece donma noktası  $-45^{\circ}C$  ile  $-50^{\circ}C$  arasında olan etil alkol %60 ve deiyonize su %40 hacim bazında karıştırılmıştır.



**Resim 3.10.** Soğutma devresi sirkülasyonlu su banyosu

Test bölümü çıkışında iş akışkanı sıvı – gaz veya gaz fazında olmaktadır. İş akışkanının pompaya sıvı fazında gönderilmesi gerekmektedir. Bundan dolayı test sistemi çıkışındaki soğutma devresinde Daihan marka Maxircu-CL-30 model sirkülasyonlu su banyosu kullanılmıştır. Su banyosu 30 litre kapasiteye sahiptir. Su banyosu Resim 3.10 da gösterilmiştir. Test bölümünden çıkan iş akışkanının sıvı fazında olmasını sağlamak için su banyosunda etil alkol ( $C_2H_6O$ ) – deiyonize su karışımı kullanılmıştır. Sirkülasyonlu su banyosunun çalışma sıcaklığı minimum  $-35^{\circ}C$ , maksimum  $+150^{\circ}C$ 'dir.

### 3.3.3. Gövde borulu ısı değiştiricisi

Deney düzeneğinde gerekli olan soğutma için gövde borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isı değiştiricisi test sistemi girişinden önce konumlandırılmıştır. Pompanın gönderdiği soğutucu akışkanının istenen sıcaklıkta test bölümüne girişinin sağlanabilmesi için gövde borulu ısı değiştiricisi sirkülasyonlu su banyosu ile birlikte kullanılmıştır. Resim 3.11 de kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi bağlantı elemanları ile birlikte gösterilmiştir.

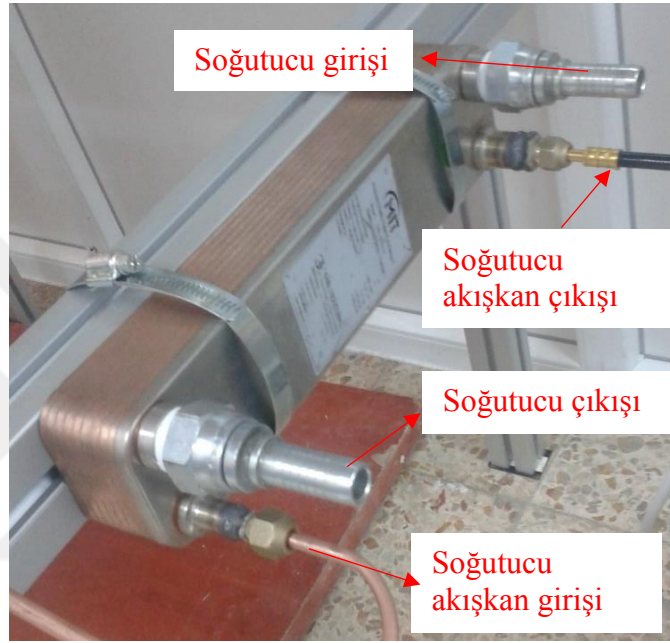


**Resim 3.11.** Gövde borulu ısı değiştiricisi



### 3.3.4. Plakalı ısı değiştiricisi

Test bölümünden gaz veya sıvı – gaz olarak çıkan soğutucu akışkanın ısısının atılması ve sıvı fazında pompaya girebilmesi için plakalı ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklığı sirkülasyonlu su banyosu ile kontrol edilmiştir. Resim 3.12 de kullanılan plakalı ısı değiştiricisi bağlantı elemanları ile birlikte gösterilmiştir.



**Resim 3.12.** Plakalı ısı değiştiricisi

### 3.3.5. Pompa

Deney sisteminde soğutucu akışkanın sirkülasyonu Cole-Parmer marka 75211-70 model dişli pompa yardımı ile sağlanmıştır (Resim 3.13). Pompa plakalı ısı değiştiricisinden sonra gövde borulu ısı değiştiricisinden önce olacak şekilde yerleştirilmiştir. Pompanın çıkışına bir adet filtre, bir adet de yön valfi yerleştirilmiştir. Pompa çalışma basıncı 20 bar'dır. 11,4 – 1137,6 mL/dak aralıklarında soğutucu akışkan debisi pompa üzerinden hassas bir şekilde kontrol edilebilmektedir.



**Resim 3.13.** Pompa

### 3.3.6. Isıtıcı güç kaynağı

Test bölümünün ısıtılmasında Sorensen XTR serisi 850W çıkış gücüne sahip, yüksek hassasiyetli programlanabilir güç kaynağı kullanılmıştır. Güç kaynağı resim 3.14 de gösterilmiştir. Test sisteminde istenilen sıcaklıkların elde edilebilmesi için güç kaynağı üzerinden voltaj ve akım değerleri ayarlanarak deneyler gerçekleştirilmiştir.



**Resim 3.14.** Isıtıcı güç kaynağı

### 3.3.7. Yüksek hızlı kamera

Deneylerde akış rejimleri görüntülemek için Phantom marka Miro LAB 320 model yüksek hızlı kamera kullanılmıştır. Sensör çözünürlüğü 1920x1200 piksel, tam çözünürlükteki hızı ise 1380 fps ve piksel derinliği 12 bit olan hızlı kameranın genel görünümü Resim 3.15 de kameranın deney sistemine konumlandırılması ise Resim 3.1 de gösterilmiştir.



**Resim 3.15.** Yüksek hızlı kamera

### 3.3.8. Vakum pompası

Sistemin vakum altına alınması için Value marka VE115N model vakum pompası kullanılmıştır. Test bölümü girişinde bulunan iğne uçlu girişe vakum pompası bağlanarak mini kanal test sistemi vakum altına alınmıştır. Daha sonra giriş – çıkış vanaları açılarak iş akışkanın sistemde döngüsü sağlanmıştır. Vakum pompasının ve sisteme bağlantısının görüntüsü resim 3.16'de görülmektedir.



**Resim 3.16.** Vakum pompası ve bağlantı aparatı

### 3.3.9. Soğutucu akışkan

Deneylede sistem akışkanı olarak R-134a ( $\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$ ) soğutucu akışkanı kullanılmıştır (Resim 3.17). Soğutucu akışkan Briscool plus markadır.



**Resim 3.17.** Soğutucu akışkan R-134a

## 3.4. Yöntem

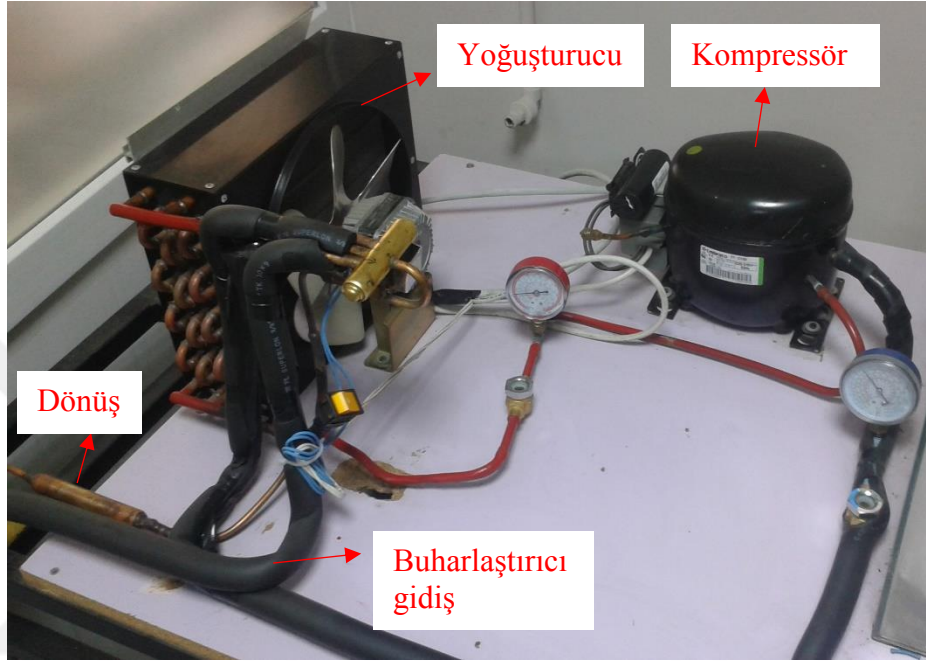
### 3.4.1. Deneylelerin yapılması

Bu tez “Spiral Mini Kanalda İki Fazlı Akışın İncelenmesi ve Yeni Bir Spiral Mini Kanallı Disk Evaporatörünün Tasarımı” isimli 315M173 no’lu TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Deney düzeneği Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü iki fazlı akış laboratuvarında kurulmuştur. İlk olarak yukarıda verilen kapalı devre deney düzeneği alçak ve yüksek basınçta sızdırmazlık deneylerine tabi tutulmuştur. Bu amaçla ilk olarak sistem vakum pompası yardımıyla vakumlanarak ez az 5 saat beklenmiştir. Kaçak olması durumunda kaçak yeri tespit edilerek sorun giderilmiş, kaçak olmaması durumunda ise sistem içerisinde su buharının olmamasını sağlamak ve yüksek basınç deneylerini gerçekleştirmek için azot basılmıştır. Tüm deneyler için sistem içerisine 6 bar azot basılarak kaçak testi gerçekleştirilmiştir.

Sistem içerisinde sızdırmazlık ve kaçak testleri tamamlandıktan sonra tekrar vakum pompası ile vakumlama yapılmıştır. Bu süreç içerisinde sirkülasyonlu soğutmalı su banyoları yaklaşık  $-10^\circ\text{C}$ ’ye gelmesi için çalıştırılmıştır. Ancak gövde borulu ve

plakalı ısı değiştiricilerinin soğutmalı sirkülasyonlu su banyoları devreleri kapalı konumda tutulmuştur. Eř zamanlı olarak şartlandırma ünitesinin sıcaklığının 3 – 5 °C' ye dūřmesini sağlamak için haricen tasarlanmış olan soğutma sistemi devreye alınmıştır (Resim 3.18).



**Resim 3.18.** şartlandırma kabini soğutma sistemi

Soğutucu akışkan olarak R-134a sisteme verilmiştir (Resim 3.17). Sistem içerisindeki basınç çalışma basıncının 1,5 katı oluncaya kadar soğutucu akışkan dolumu gerçekleştirilmiştir.

Gövde borulu ve plakalı ısı değiştiricisinin soğutulması için soğutmalı sirkülasyonlu su banyosu devreleri açılmıştır. Sistem basıncı ve sıcaklığı veri toplayıcı üzerinden alınan veriler üzerinden sürekli okunmuştur. Eş zamanlı olarak R-134a için doymuş soğutucu akışkan basınç ve sıcaklık tablosu üzerinden sıcaklık basınç eşleştirmelerinin doğru olup olmadığı kontrol edilmiştir. Bu eşleştirmelere bağlı olarak sisteme soğutucu akışkan takviyesi ya da sistemden soğutucu akışkan tahliyesi gerçekleştirilmiştir.

Genleşme deposunda ve pompa girişinde soğutucu akışkanın tam olarak sıvı faza geçtiği görüldüğünde pompa devreye alınmıştır. Sirkülasyona bağlı olarak basınç gözlenmiş ve sistemdeki gaz miktarı gerekli ise tekrar düzenlenmiştir. Sistemde

kararlılık gözleendiğinde test sistemi giriş sıcaklığına göre gövde borulu ısı değiştiricisi soğutma sıcaklığı ayarlanmıştır. Bu sıcaklık dağılımına bağlı olarak basınçtaki değişimi dengelemek için test sistemi çıkışı ve pompa girişine yerleştirilen plakalı ısı değiştiricisi sıcaklığı üzerinden sistem basıncı dengelenmiştir. Soğutucu akışkan debisi hem pompa üzerinden hem de koriolis debimetre üzerinden okunarak pompa üzerinden istenen debi ayarlanmıştır. Bu süreç zarfında mini kanal içerisinden akışkanın sıvı fazda geçtiği gözlenmiştir.

Sistemdeki debi, basınç ve sıcaklık değerleri ile şartlandırma ünitesi sıcaklık değerleri kararlı hale geldiğinde AC güç kaynağı üzerinden test sistemine istenen güçlerde enerji verilmiştir. Isıtma yüzeyi üzerindeki güç değerleri 2 Watt aralıklarla arttırılarak her bir güç artırımını için yaklaşık 5 dakika sıcaklık ve basınç değerleri kayıt edilmiştir. Mini kanal içerisinde ilk kabarcık oluştuğu an ısı akısı göz önüne alınarak kritik ısı akısı belirlenmiştir. Deneyde uygulanan ısı miktarı 140 Watt'a kadar çıkartılmıştır.

Test sistemi üzerinden 14, mini kanal giriş – çıkış sıcaklıkları ve şartlandırma ünitesi sıcaklığı olmak üzere toplam 18 noktadan sıcaklık değerleri okunmuştur. Test sistemi ısıtma yüzeyi sıcaklıkları elik folyo yüzeyine eşit aralıklarla yerleştirilen ısıl çiftler sayesinde ölçölmüştür. Mini kanal giriş – çıkış sıcaklığı ise boru içerisine yerleştirilen doğrudan soğutucu akışkan sıcaklığını ölçen ısıl çiftler yardımıyla sağlanmıştır.

DeneySEL çalışmalarda aşırı soğutmanın etkisini görebilmek için giriş sıcaklığı akışkan doyma sıcaklığının 1,5°C altına düşürölerek yukarıda detaylandırılan deneyler tekrarlanmıştır.

Sistem üzerine ve şartlandırma ünitesi içerisine yerleştirilen hızlı kamera yardımı ile mini kanal içerisindeki kaynama olayını görsel olarak izlenmiş ve kayıt edilmiştir. Her bir ısı akısı değişiminde hızlı kamera görüntüleri kayıt edilerek akış rejimleri görselleştirilmıştir.

### 3.5. Deneysel Verilerin İşlenmesi

Taşınım katsayısı için denklem 3.1 kullanılmıştır.

$$h(z) = \frac{q}{T_w(z) - T_{doyma}} \quad (3.1)$$

Burada;  $q$  birim alan ısı akışını,  $T_w(z)$  ısıtılan mini kanaldaki yerel duvar sıcaklıklarını ve  $T_{doyma}$  mini kanala giren akışkanın doyma sıcaklığını temsil etmektedir.

Kuruluk derecesi kanal boyunca denklem 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır (Lu ve ark., 2017).

$$x(z) = \frac{H_z - H_{doyma}}{H_{fg}} \quad (3.2)$$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T \quad (3.3)$$

$$H_z = H_{giriş} + \frac{qL}{G_{sivi}t} \quad (3.4)$$

Burada;  $Q$  ısı akışını,  $L$  akış kanalı mesafesi,  $H$  akışkanın entalpisini,  $H_{doyma}$  doymuş akışkan entalpisini,  $H_{fg}$  akışkanın buharlaşma gizli ısısını,  $t$  akış kanalının derinliği ve  $G$  akışkan kütle akışını temsil etmektedir. Mini kanaldan geçen kütleli debi;

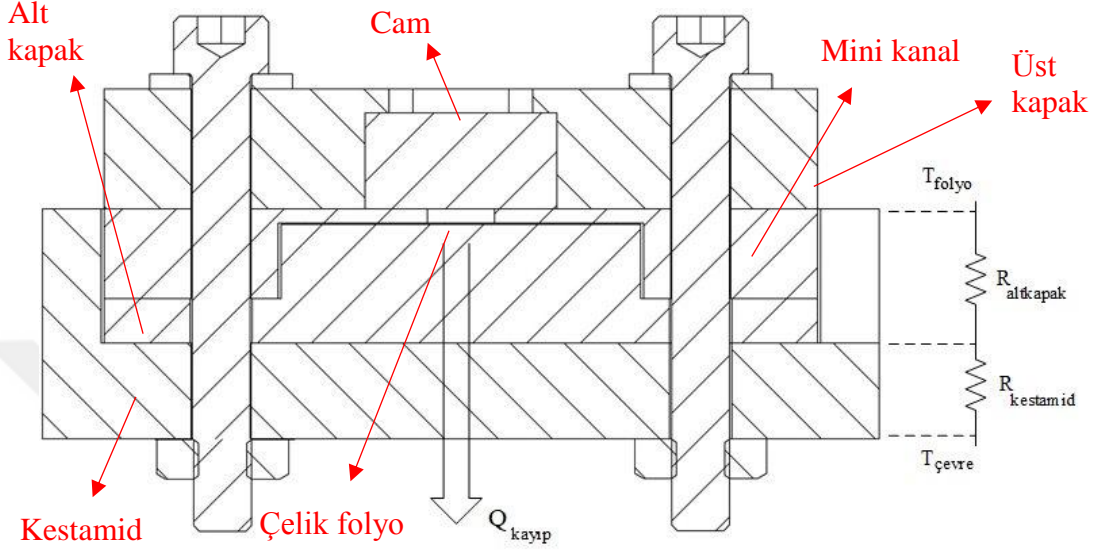
$$G = \frac{\dot{m}}{A_t} \quad (3.5)$$

denklem 3.5 eşitliği ile belirlenmiştir. Burada;  $\dot{m}$  akışkanın kütleli debisini,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $A_t$  mini kanalın kesit alanını ifade etmektedir.

Güç kaynağından mini kanal tabanındaki çelik folyoya uygulanan net efektif ısı akışı ve kayıp ısı değeri dikkate alınarak,

$$q_{net} = \frac{\dot{q} - \dot{q}_{kayıp}}{A_{ısıtma}} \quad (3.6)$$

denklem 3.6 eşitliği ile belirlenir. Burada;  $\dot{q}$  ısı kaynağı tarafından birim zamanda sisteme geçen ısı miktarını,  $\dot{q}_{kayıp}$  ısı kayıp miktarını ve  $A_{ısıtma}$  ısıtıcı taban alanını ifade etmektedir.



Şekil 3.3. Mini kanal ısı kaybı

Test bölümü mini kanal alt yüzeyinden ısıtılmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak ısı kaybı bir boyutlu ısı iletimi göze alınarak denklem 3.6 ile belirlenmiştir.

$$\dot{q}_{kayıp} = \frac{T_{folyo} - T_{çevre}}{R_{toplamlam}} \quad (3.7)$$

Burada;  $T_{folyo}$  çelik folyo sıcaklığını,  $T_{çevre}$  mini kanal test bölümü şartlandırma kabının sıcaklığını temsil etmektedir.  $R_{toplamlam}$  ise alt kapak ve kestamidin toplam direncini ifade etmektedir ve denklem 3.7 ile elde edilmiştir.

$$R_{toplamlam} = \frac{l_a}{k_a} + \frac{l_k}{k_k} \quad (3.8)$$

$l_a$  alt kapak kalınlığını,  $k_a$  alt kapak iletim katsayısını,  $l_k$  kestamid kalınlığını ve  $k_k$  ise kestamid iletim katsayısını ifade etmektedir.

Yapılan literatür araştırması sonunda, makro ve mini/mikro kanallarda kaynamalı akışta ısı transfer katsayısının belirlenmesine yönelik geliştirilen bağıntılardan bazıları seçilerek özet halinde Çizelge 3.3’de verilmiştir. Bağıntıların detaylı analizi, deneysel



sonuçların bağıntılardan elde edilen tahminlerle karşılaştırılması bulgular ve tartışma bölümünde yer almaktadır.

### 3.6. Hata Analizi ve Belirsizlik

Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen bulguların değerlendirilmesi açısından hata analizi oldukça önemlidir. Deneysel hatalar üç grupta sınıflandırılabilir. Bunlar; sabit veya sistematik olan hatalar, rastgele meydana gelen hatalar ve kişisel kaynaklardan (tecrübesizlik, dikkatsizlik vb.) meydana gelen hatalardır.

Bu çalışmada, belirsizlikler Kline ve McClintock, (1953) tarafından önerilen yöntemle göre yapılmıştır. Bu yöntem, R bağımsız değişkenlerin (sıcaklık, basınç vb.) bir fonksiyonu olan herhangi bir deneysel parametre olmak üzere,

$$R = R(e_1, e_2, e_3, \dots, e_n) \quad (3.9)$$

formunda yazılabilir. Bağımsız değişkenlere ait belirsizlik değerleri;  $(w_1, w_2, w_3, \dots, w_n)$  şeklinde tanımlanırsa, R için toplam belirsizlik aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial e_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial e_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial e_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.10)$$

Deneyde sıcaklık değerlerini ölçümlemede kullanılan ölçüm aletlerine bağlı olarak sıcaklık ölçüm hataları değişiklik göstermektedir. Deneyler sırasında sıcaklık ölçümünden kaynaklanan hatalar, bağlantı elemanları, ısı çiftleri ve çevre sıcaklığının ölçülmesinde yapılan ortalama hatalardır. Bu hata miktarları  $\pm 0,1^\circ\text{C}$  olarak kabul edilmiştir.

Deneyler sırasında sistemdeki mutlak basınç ve test bölümündeki fark basıncı, test bölümü girişi ve çıkışından bağlanan basınç ölçüm sensörleri ile ölçülmüştür. Basınç ölçümünün belirlenmesinde ortaya çıkabilecek hatalar, sensörünün okuma hatası olarak  $\pm 0,1$  olarak kabul edilmiştir.

Debi ölçümünden ve pompanın istenilen akışkan miktarını basmasından kaynaklanan hatalar sırasıyla; sıvı ve gaz debimetresi için  $\pm 0,2$ , pompa için  $\pm 0,1$  olarak kabul edilmiştir.

Ölçülen ve hesaplanan büyüklüklerin hata seviyelerinin belirlenmesinde cihazların kataloglarında yer alan belirsizlik miktarları dikkate alınmıştır. Denklem 3.8 ve denklem 3.9 da tanımlanan yöntemle göre yapılabilecek toplam hata ölçüm belirsizlikler Çizelge 3.2 de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Deneyler sırasında meydana gelen toplam hata miktarları

Ölçülen-Hesaplanan Değerler	Toplam Hata
Mini kanal yüksekliği, $H$	$\pm 0,01$
Mini kanal genişliği, $W$	$\pm 0,01$
Mini kanal uzunluğu, $L$	$\pm 0,01$
Kanal kesit alanı, $A$	$\pm 0,92$
Hidrolik çap, $D_h$	$\pm 1,78$
Basınç, $P$	$\pm 0,1 \%$
Sıcaklık, $T$	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Kütleli debi, $G$	4,7 %
Uygulanan güç, $q$	12,9 %
Isı transfer katsayısı, $h$	12,9 %
Kuruluk derecesi, $x$	12,6 %

Deneysel çalışma sonucu taşınım katsayısı için geliştirilen korelasyon;

$$H = A \left( \frac{Re}{2300} \right)^B (BoWe)^C (1 - x_{çıkış})^D \left( \frac{G}{X_{tt}} \right)^E \left( \frac{H}{R} \right)^F P^G \quad (3.11)$$

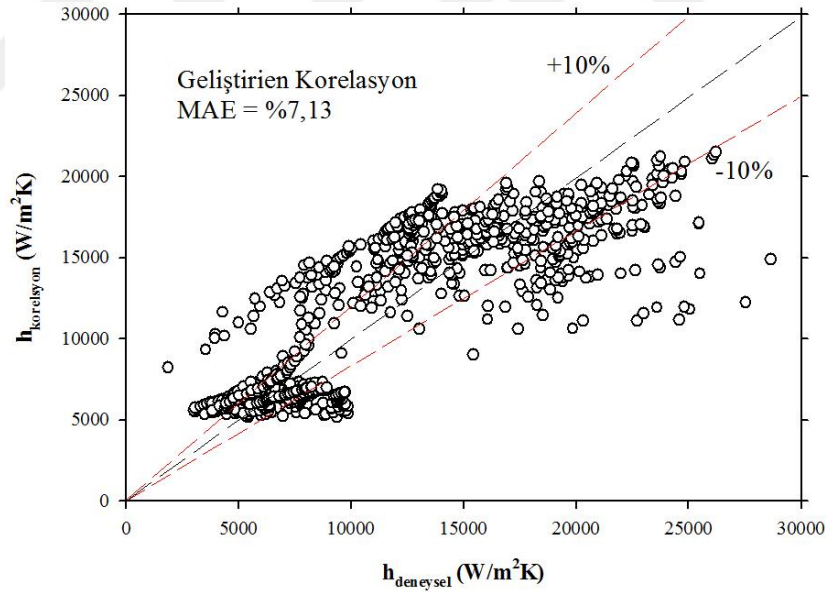
şeklindedir. Burada; A, B, C, D, E, F, G değişken sabitleridir ve Çizelge 3.2’de katsayı değerleri verilmiştir. Taşınım katsayısı için verilen bağımlı değişkenler; Re, Bo, We,  $x_{çıkış}$ ,  $X_{tt}$ , P (MPa) ve H/R oranıdır. Burada bu katsayılar sırasıyla; Reynold sayısı, Bond sayısı, Weber sayısı, çıkış kuruluk derecesi, Martinelli parametresi, kanal kesit oranı ve basıncı temsil etmektedir.

**Çizelge 3.2.** Geliştirilen korelasyon sabitletleri

A	28,5358
B	0,1978
C	0,1870
D	-0,1948
E	-0,029
F	0,0838
G	-6,8938

$$H = 28,5358 \left( \frac{Re}{2300} \right)^{0,1978} (BoWe)^{0,1807} \left( 1 - x_{çıktış} \right)^{-0,1948} \left( \frac{G}{X_{tt}} \right)^{-0,029} \left( \frac{H}{R} \right)^{0,0838} P^{-6,8938} \quad (3.12)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - x_{çıktış}}{x_{çıktış}} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_{sıvı}}{\rho_{gaz}} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_{sıvı}}{\mu_{gaz}} \right)^{0,1} \quad (3.13)$$

**Şekil 3.4.** Geliştirilen korelasyon ortalama hata grafiği

Deneysel sonuçlarda elde edilen taşınım katsayılarının geliştirilen korelasyon denklem 3.11'e göre %7,13 ortalama mutlak hata ile elde edilmektedir (Şekil 3.4).

Deney sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri, literatür taramalarından elde edilen iki fazlı akış kaynaması çalışmalarındaki Çizelge 3.3'de verilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar doğrultusunda en düşük

mutlak hata Şekil 3.6'da verilen Kim ve Mudawar (2013) tarafından geliştirilen korelasyon ile %39,1 ile elde edilmiştir. En yüksek mutlak hata ise %104 ile Tran ve ark. (1996) tarafından geliştirilen korelasyonda elde edilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Literatürde ki bazı ısı transfer katsayısı korelasyonları

Yazar	Korelasyon	
Tran ve ark., (1996)	$h = 840000(Bo^2We_l)^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0,2}$	(3.14)
Kew ve Cornwell, (1997)	$h = 30Re_{lo}^{0,857} Bo^{0,714} \frac{k_l}{D_h} (1-x)^{-0,143}$	(3.15)
Warrier ve ark., (2002)	$h = 1 + 6Bo^{1/6} - 5,3(1 - 855Bo)x^{0,65}$	(3.16)
Yun ve ark., (2006)	$h = 13687(BoWe_l)^{0,2415} Re_l^{-0,1626}$	(3.17)
Hamdar ve ark., (2010)	$h = 6942,8(Bo^2We_l)^{0,2415} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0,22652} \frac{k_l}{D_h}$	(3.18)
Oh ve Son, (2011)	$h = 0,034Re_l^{0,8} Pr_l^{0,3} \left(1,58 \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,87}\right) \frac{k_l}{D_h}$	(3.19)
Mortada ve ark., (2012)	$h = 4436,45(Bo^2We_l)^{0,2415} N_{CO}^{-0,0245} Re_{lo}^{-0,0655} \frac{k_l}{D_h}$	(3.20)
	$N_{CO} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,7} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$	(3.21)

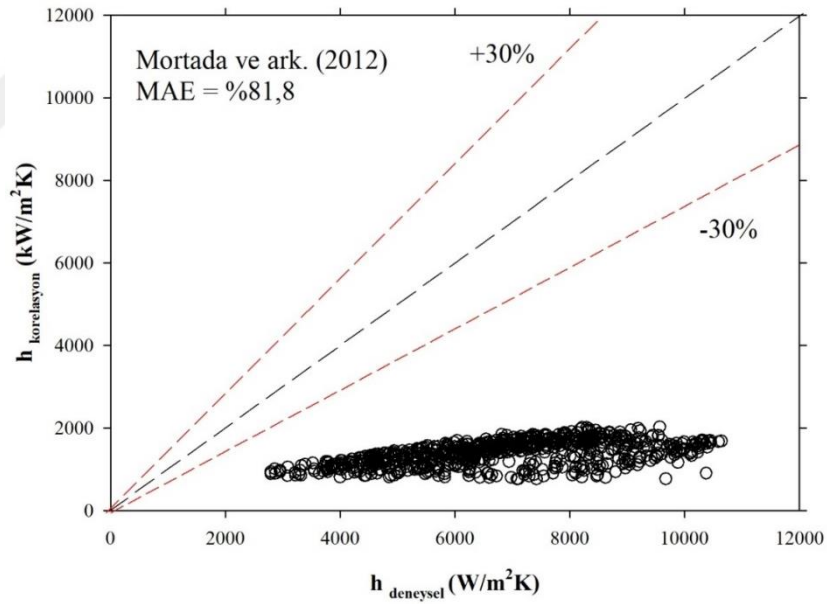
$$h = (h_1^2 + h_2^2)^{0,5} \quad (3.22)$$

$$h_1 = \left[ 2345 \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,7} Pr^{0,38} (1 - x)^{-0,51} \right] \left( 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{D_h} \right) \quad (3.23)$$

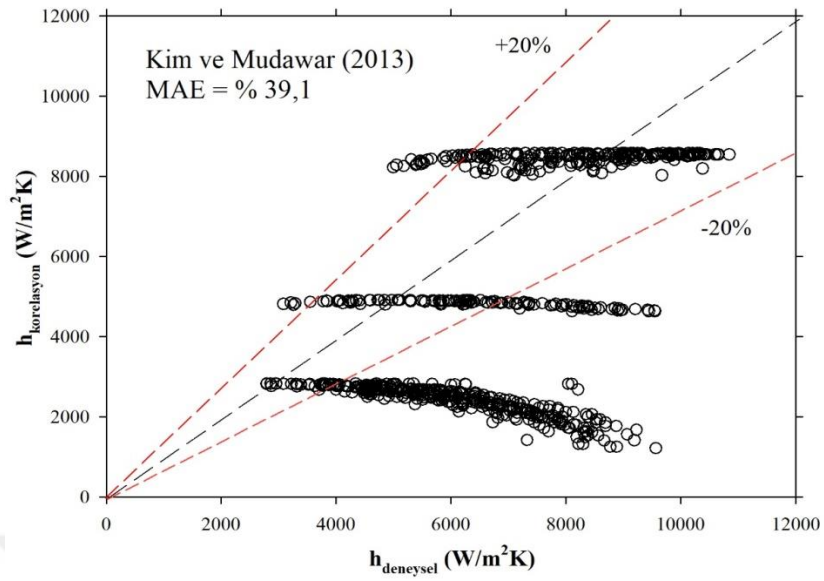
Kim ve  
Mudawar  
(2013)

$$h_2 = \left[ 5,2 \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,08} We_{lo}^{-0,54} + 3,5 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,94} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,25} \right] \left( 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{D_h} \right) \quad (3.24)$$

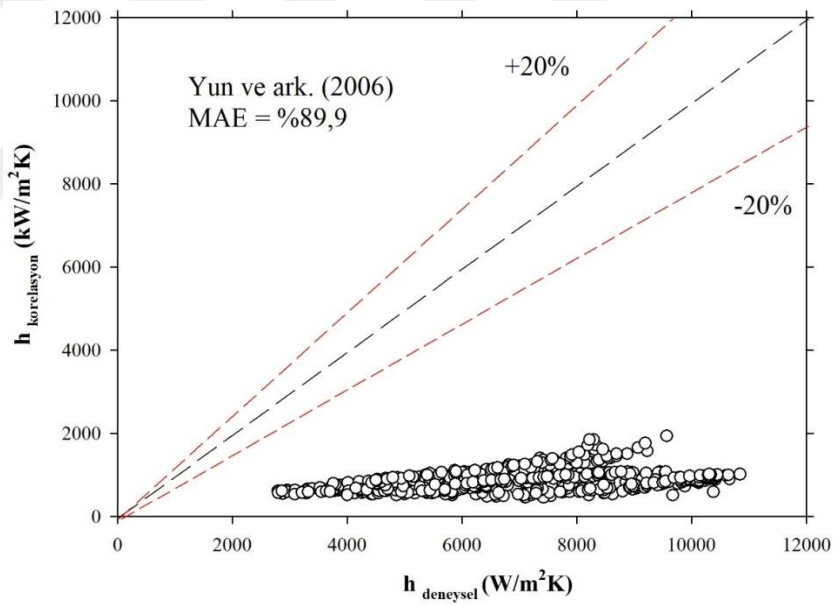
$$X_{tt} = \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (3.25)$$



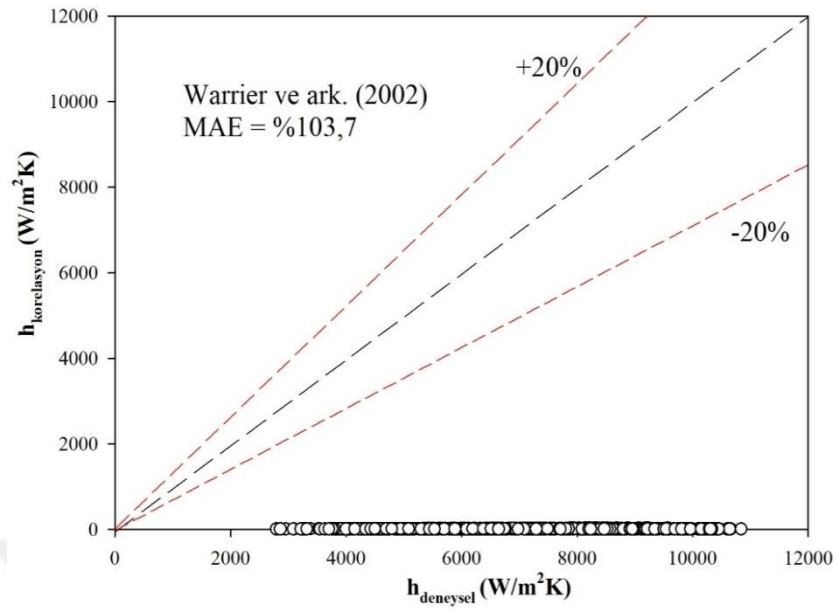
Şekil 3.5. Mortada ve ark. (2012) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği



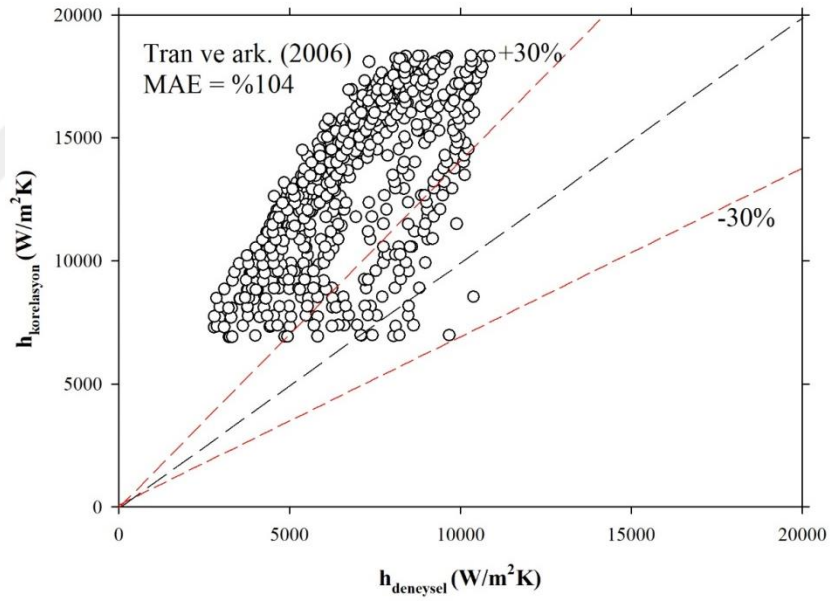
Şekil 3.6. Kim ve Mudawar (2013) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği



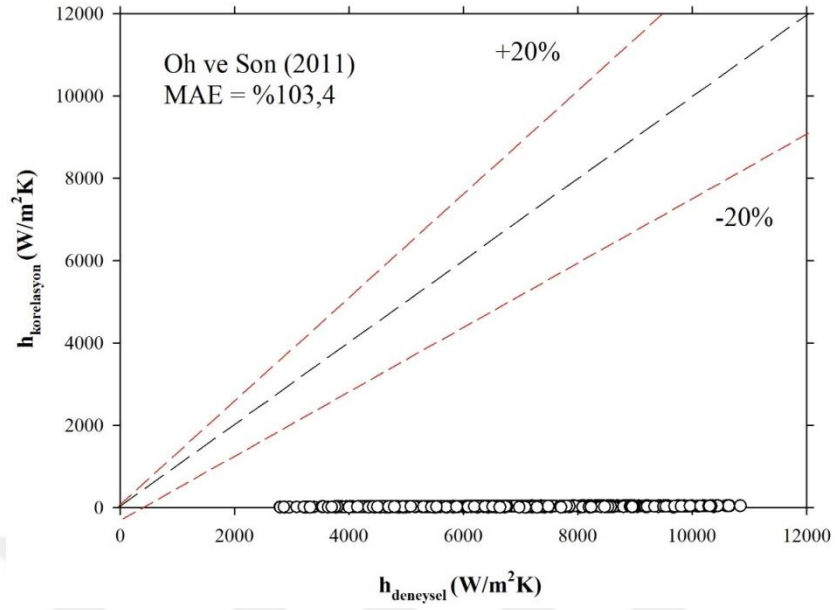
Şekil 3.7. Yun ve ark. (2006) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği



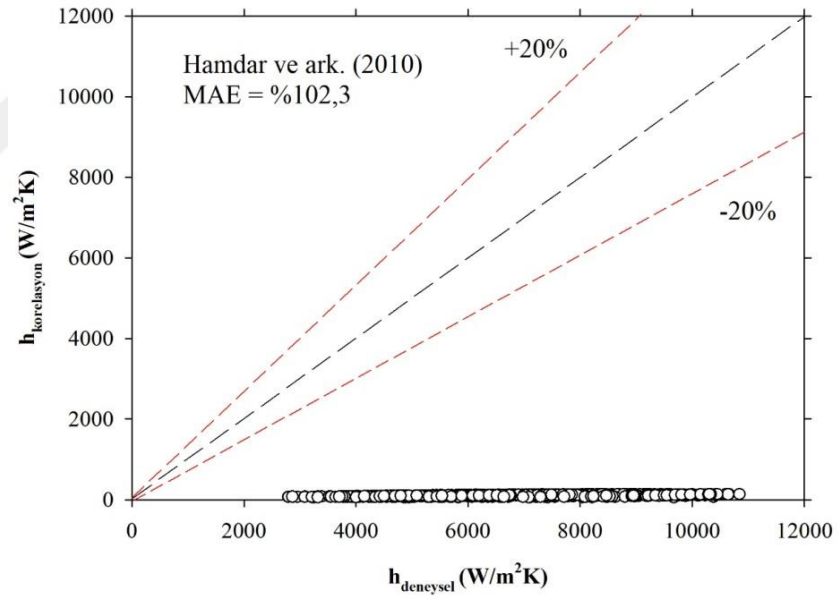
Şekil 3.8. Warrier ve ark. (2002) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği



Şekil 3.9. Tran ve ark. (2006) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği

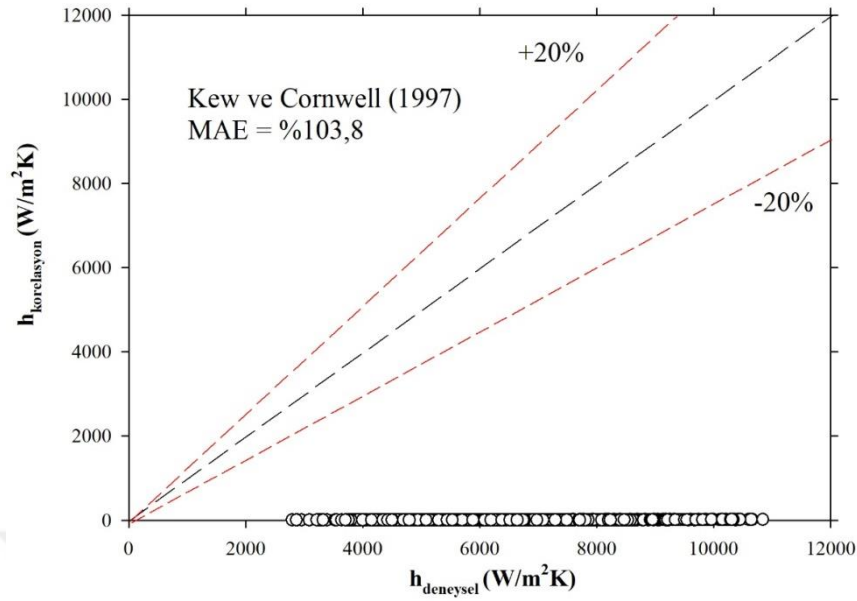


Şekil 3.10. Oh ve Sun. (2011) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği



Şekil 3.11. Hamdar ve ark. (2010) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği





**Şekil 3.12.** Kew ve Cornwell (2012) geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği

### 3.7. Deneysel Verilerin Doğrulanması

Deneysel verilerin doğruluğunun kanıtlamak için hem tek fazlı hem de iki fazlı akış sistemlerinin uygunluğu tek fazlı akış sistemleri için verilmiş olan ampirik bağıntılara göre yapılmaktadır. Literatürde iki fazlı akış sistemlerinin doğruluğunun belirlenmesi çoğunlukla bu yöntemle yapılmaktadır (Soupremanien ve ark., 2011).

Deneysel Reynolds sayısının 10,000 – 24,600 aralığında değişik akışkan hızı değerlerinde incelenmiştir. Sistem giriş ve çıkış sıcaklıkları mini kanal giriş ve çıkışlarından K-tipi ısı çiftleri ile ölçülmüştür. Kanal yüzey sıcaklıkları ise FLIR termal kamera yardımıyla kanal alt yüzeyinden ölçülmüştür. Termal kamera yüzey sıcaklıkları kanal alt yüzeyinde bulunan çelik folyo yüzeyinden uygun bir şekilde ölçülmüştür. Çelik folyo neşretme katsayısı bilinen siyah mat boya ile boyanarak termal kamera ölçümü doğru yöntemle sağlanmıştır. Sürtünme faktörünün hesaplanması için mini kanal giriş ve çıkışında bulunan fark basınç ölçerlerden yararlanılmıştır.

Doğrulama parametrelerinin hesaplanması için aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

Dittus-Boelter Korelasyonu (Dittus ve Boelter 1985);

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (3.26)$$

Gnielinski Korelasyonu (Gnielinski, 2002);

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.27)$$

Burada f sürtünme faktörünü temsil etmektedir.

Türbülanslı akışlar için Filonenko eşitliği (Filonenko 1954);

$$f = (0,79 \ln Re - 1,69)^{-2} \quad (3.28)$$

İle elde edilmektedir.

Deneysel Çalışmada ortalama Nusselt ve Sürtünme katsayısı aşağıdaki denklemler ile elde edilmiştir.

Ortalama Nusselt sayısı;

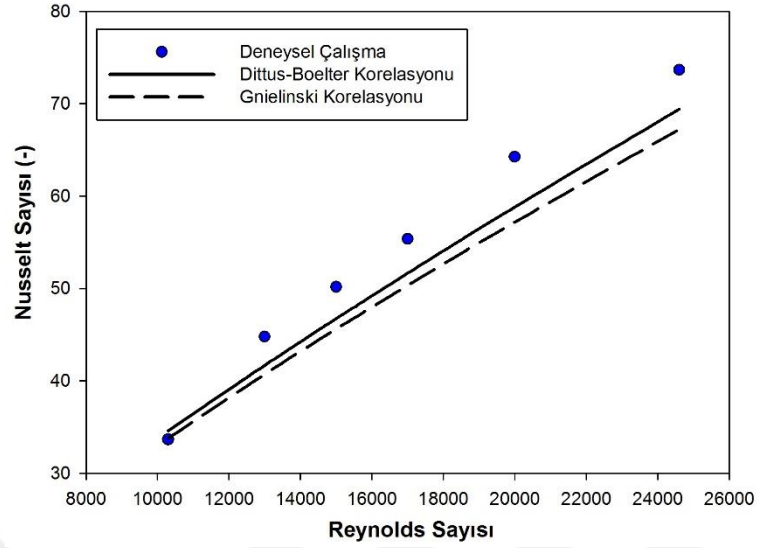
$$Nu = \frac{hD_k}{k} \quad (3.29)$$

Sürtünme katsayısı,

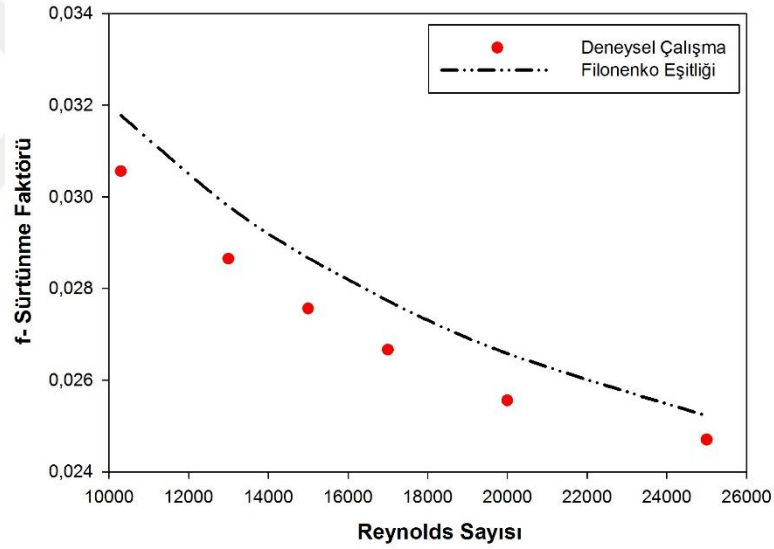
$$f = \frac{2D_h \Delta P \rho_f}{LG^2} \quad (3.30)$$

ile elde edilmiştir.

Şekil 3.13'de ortalama Nusselt ve sürtünme katsayısı için doğrulama deney sonuçları verilmiştir.



Şekil 3.13. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi



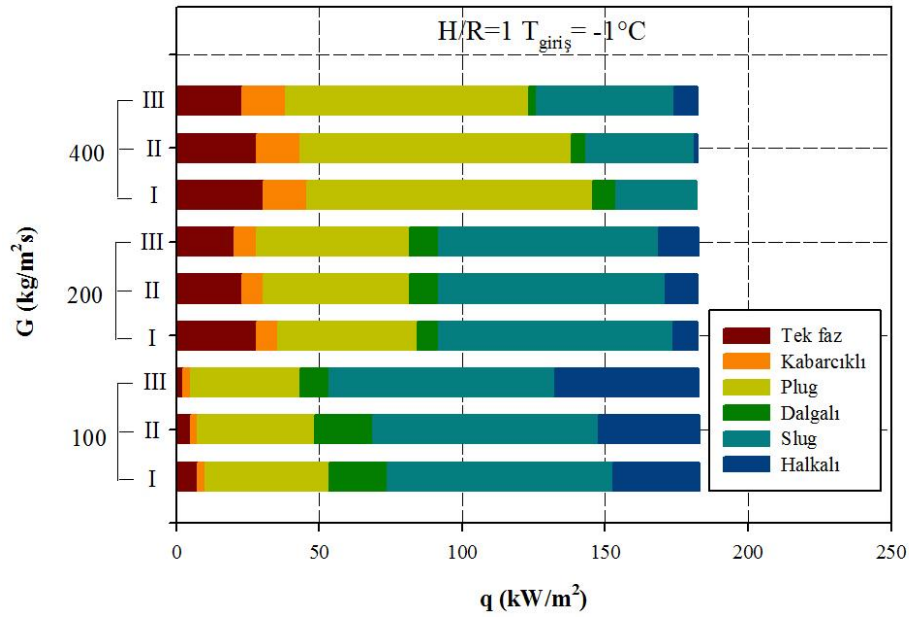
Şekil 3.14. Sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Elde edilen deneysel sonuçların korelasyonlar ile büyük bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Burada R-134a soğutucu akışkan için Prandtl sayısı Engineering Equation Solver (EES) ile belirlenmiş ve çalışma şartları için 0,827 olarak seçilmiştir. Hem ortalama Nusselt sayısı hem de sürtünme katsayısı için gerçekleştirilen deneylerde elde edilen sonuçların ampirik bağıntılar ile büyük bir uyum içerisinde olduğu görülmüş böylece sistemin doğruluğu kanıtlanmıştır.

#### 4. BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

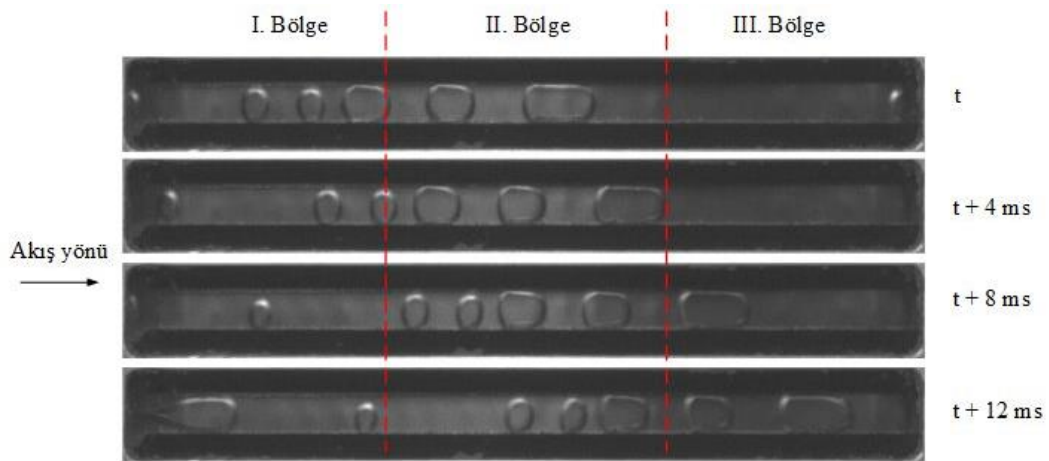
Deneysel çalışmada çalışma akışkanı olarak soğutucu akışkan R-134a kullanılmış olup 3 ve 4 bar basınçta deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada 3 bar çalışma basıncında deneylerin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Bununla birlikte aşırı soğutmanın etkisini görebilmek için kritik sıcaklığın altında deneylerin yapılması hedeflenmiştir.

Deneylerin genellikle yaz aylarında gerçekleştirilmesine bağlı olarak şartlandırma sisteminde çok düşük sıcaklıklara inilememiştir. Bu nedenle soğutucu akışkan R-134a'nın giriş sıcaklığı  $-1^{\circ}\text{C}$  seçilmiş böylece 4 bar basınçta aşırı soğutmanın etkisi incelenmiştir. 3 bar basınçta soğutucu akışkan R-134a'nın kritik doyma sıcaklığı  $0,633^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir. Sisteme giriş sıcaklığı  $-1^{\circ}\text{C}$  de sabitlenerek kaynama olayları incelenmiştir. Deneysel çalışmada 3 bar basınç ve  $-1^{\circ}\text{C}$  giriş sıcaklığında özellikle kabarcıklı kaynama tam anlamıyla gözlenememiştir. Bu nedenle aşırı soğutmanın etkisinin gözlemlenebilmesi zorunlu hale gelmiştir. Buna bağlı olarak 4 bar çalışma basıncında  $-1^{\circ}\text{C}$  giriş sıcaklığında kaynama deneyleri tekrarlanmıştır. 4 bar çalışma basıncında soğutucu akışkan R-134a'nın kritik doyma sıcaklığı  $8,91^{\circ}\text{C}$ 'dir.

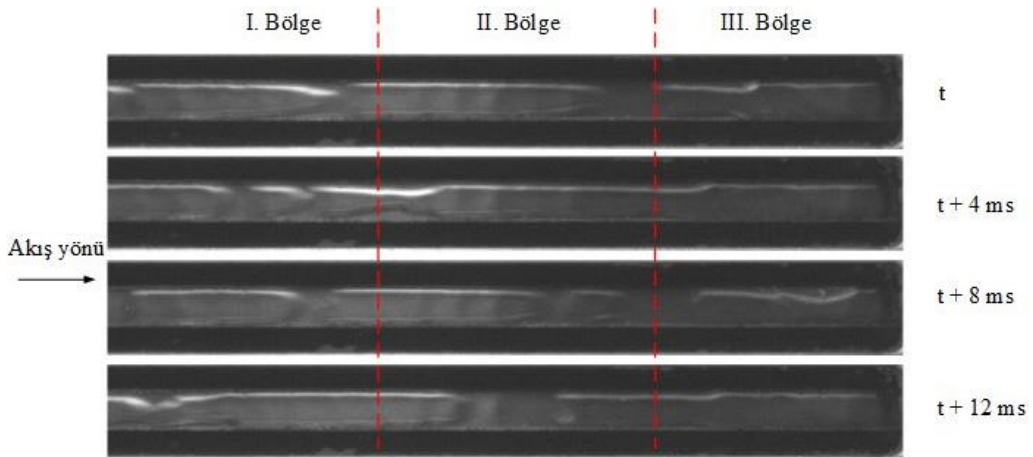


**Şekil 4.1.** H/R=1 ve P= 3 bar için farklı kütle akılarındaki akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.1’de 3 bar basınçta dikdörtgen düz mini kanal için farklı akışkan debilerinde ve akış kanalı test bölgesinin farklı bölgelerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi akışkan debisi arttıkça tek fazlı akıştan kabarcıklı kaynama akışına geçiş daha yüksek ısı akılarında olmaktadır. Ayrıca test bölümü girişinden başlayarak soğutucu akışkanın tek fazdan iki fazlı akışa geçişi nispeten daha yüksek ısı akılarında görülmektedir.

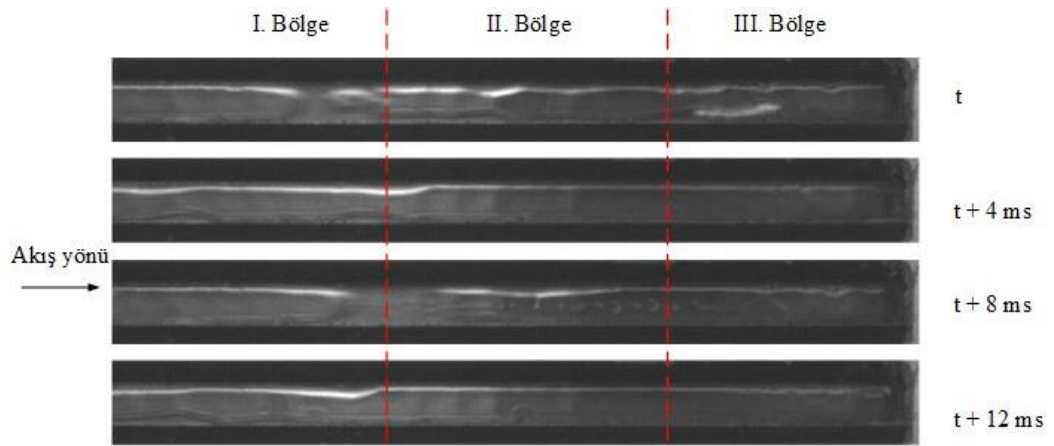


**Resim 4.1.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=2,5$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s

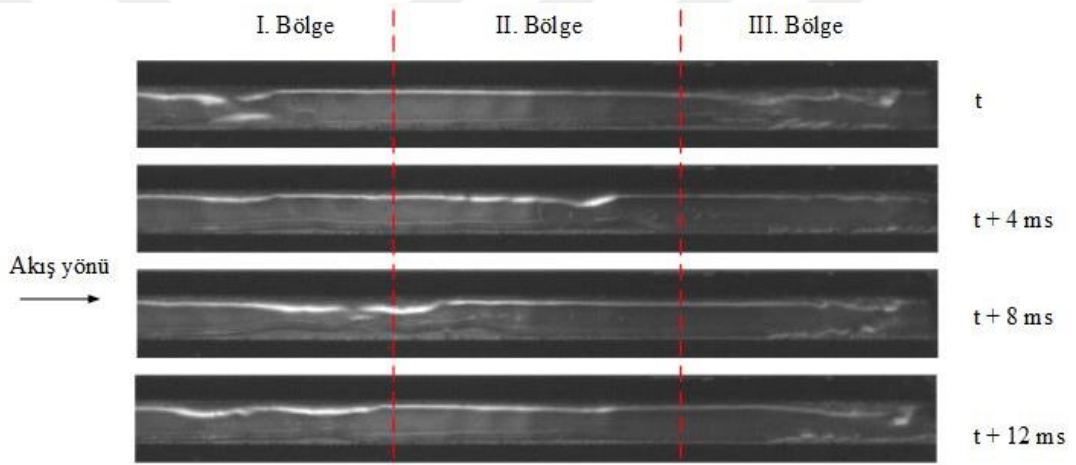


**Resim 4.2.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=38,2$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s

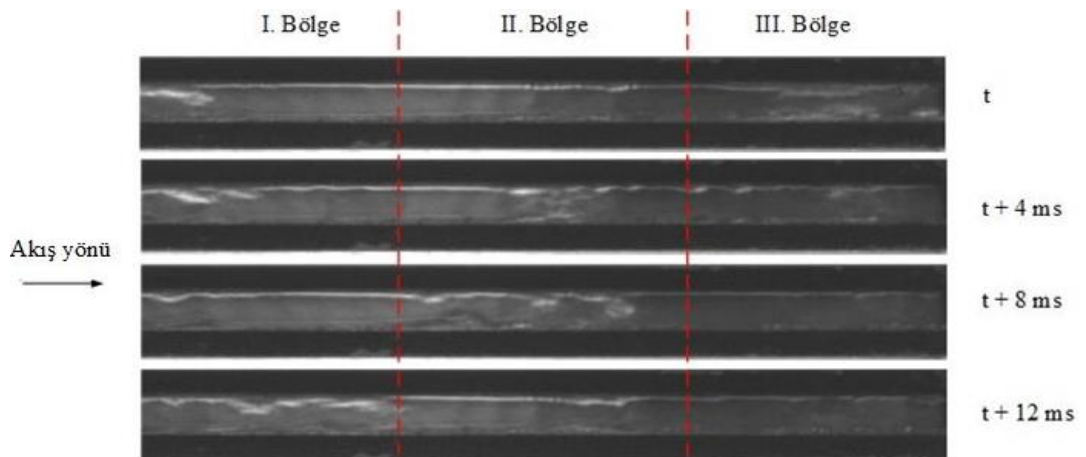
Kanal girişinde yüksek soğutucu akışkan debilerinde kabarcıklı ve plug akış ısı akısının daha geniş aralığında görülsa de II. ve III. bölgeye ilerledikçe kabarcıklı kaynama ve plug akışın oluşumu ısı akısının daha dar aralığında görülmektedir. Aynı durum dalgalı akış için görülürken akışkan debisi arttıkça tüm bölgelerde dalgalı akış daha yüksek ısı akılarında ve daha kısa kütle akısı aralıklarında gözlenmiştir (Resim 4.1 – Resim 4.14).



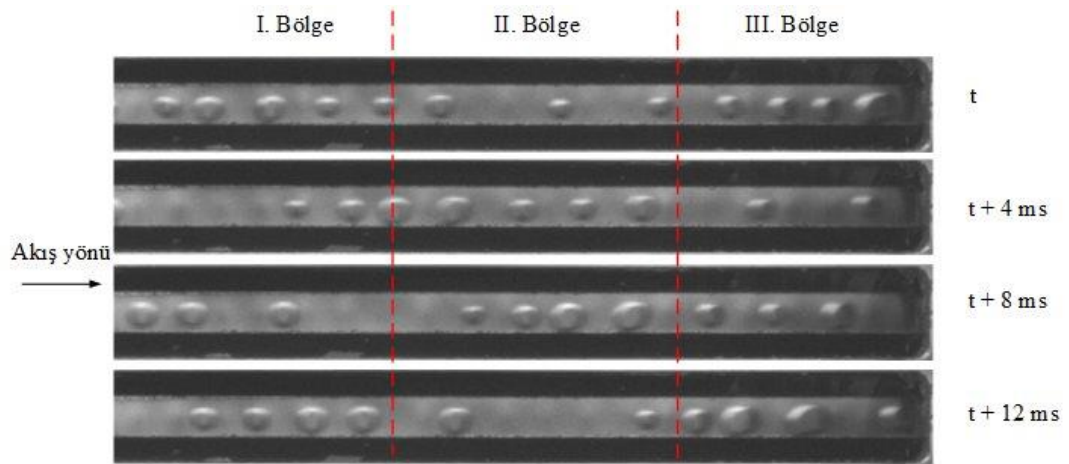
**Resim 4.3.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=76,5$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



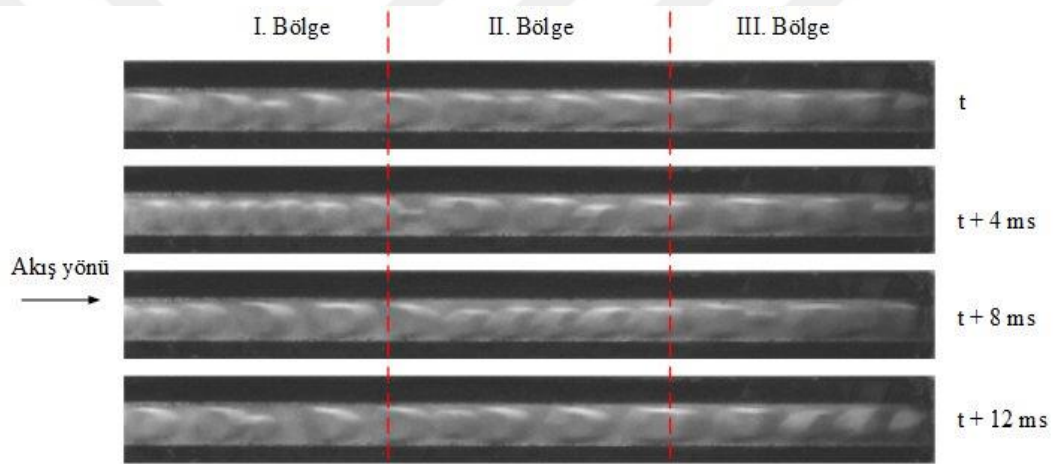
**Resim 4.4.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=102$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



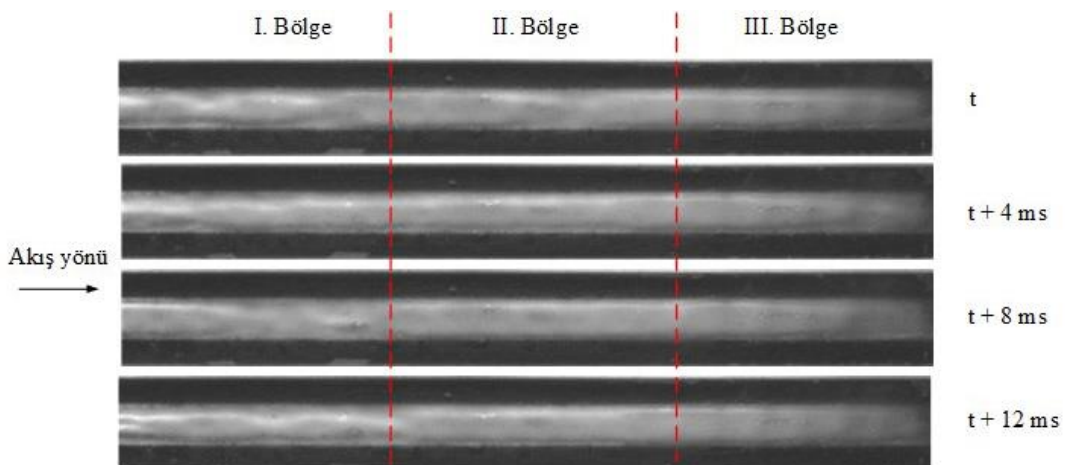
**Resim 4.5.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



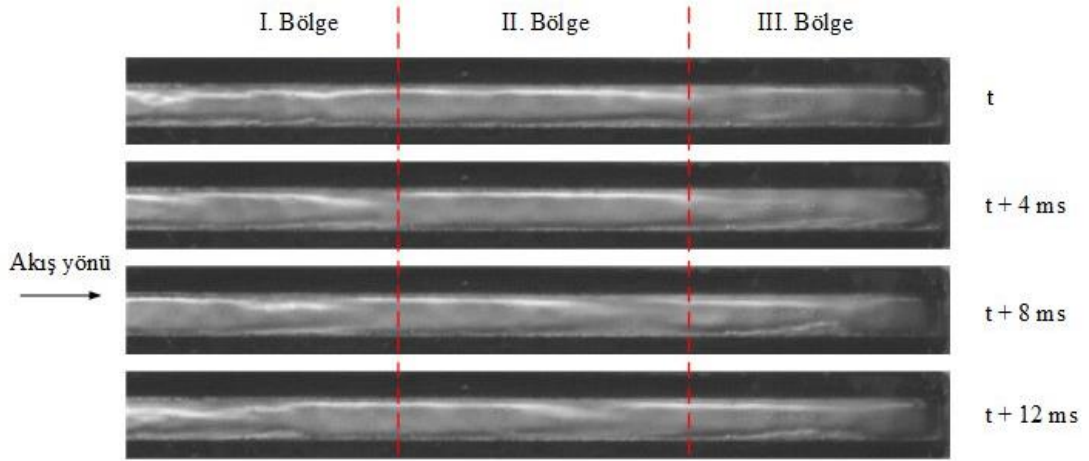
**Resim 4.6.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=20,4$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



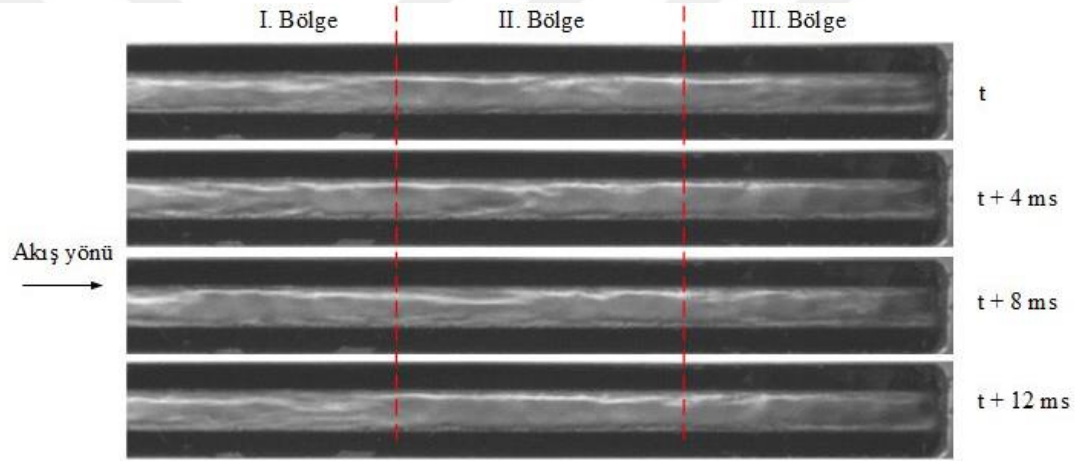
**Resim 4.7.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=38,2$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



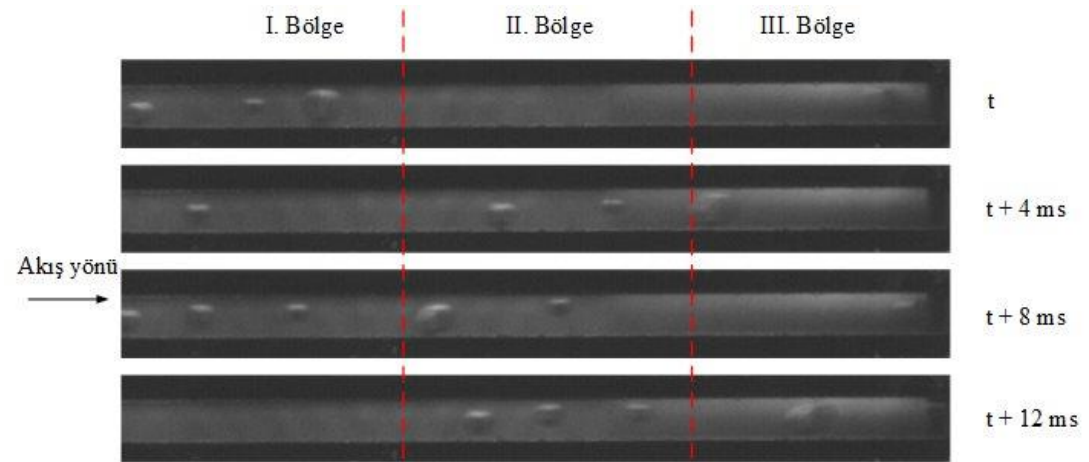
**Resim 4.8.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.9.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=102$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s

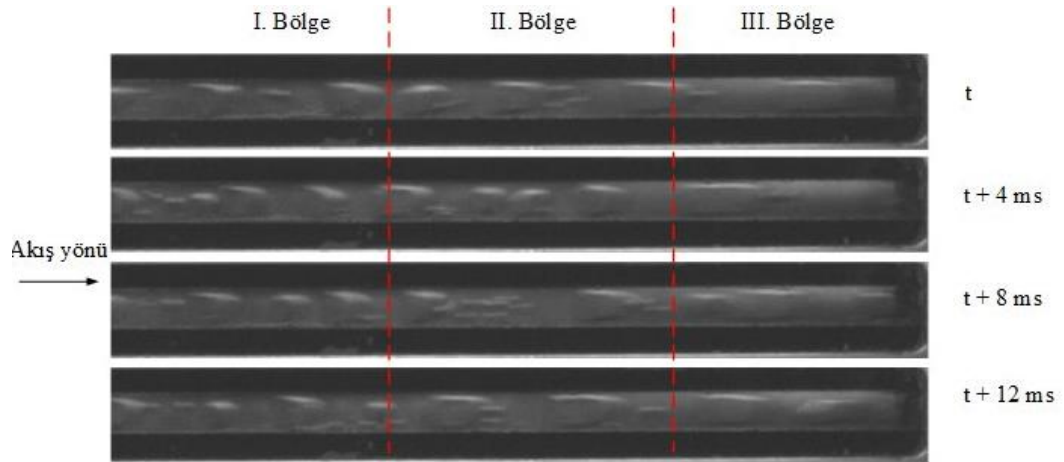


**Resim 4.10.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s

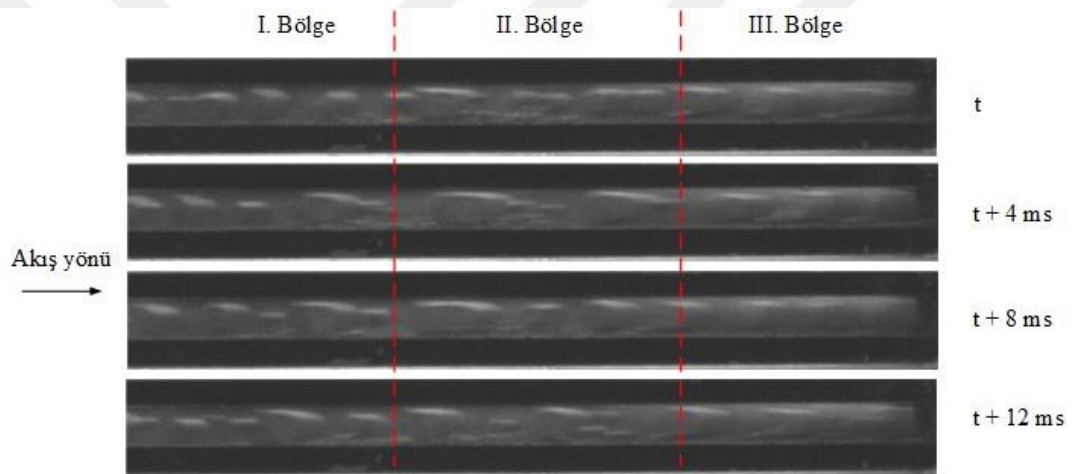


**Resim 4.11.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=30,6$  kW/m<sup>2</sup>  $G=400$  kg/m<sup>2</sup>s

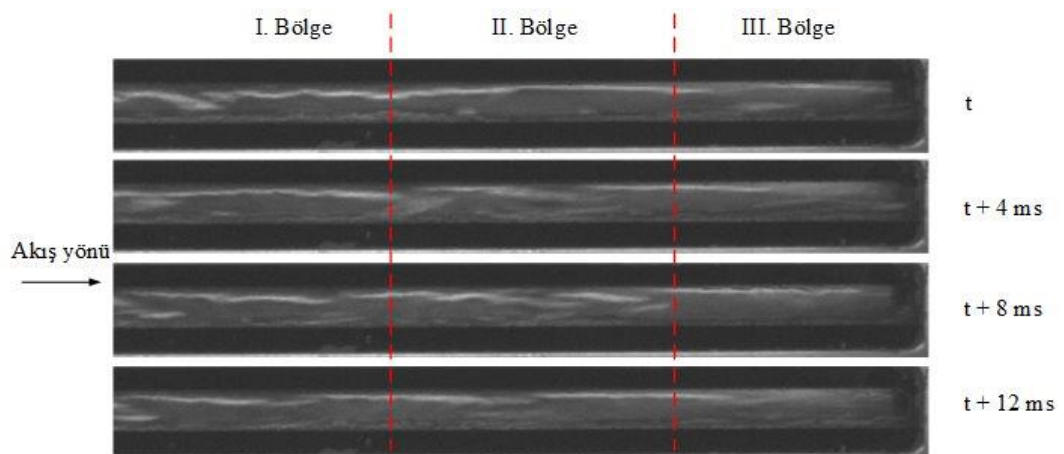




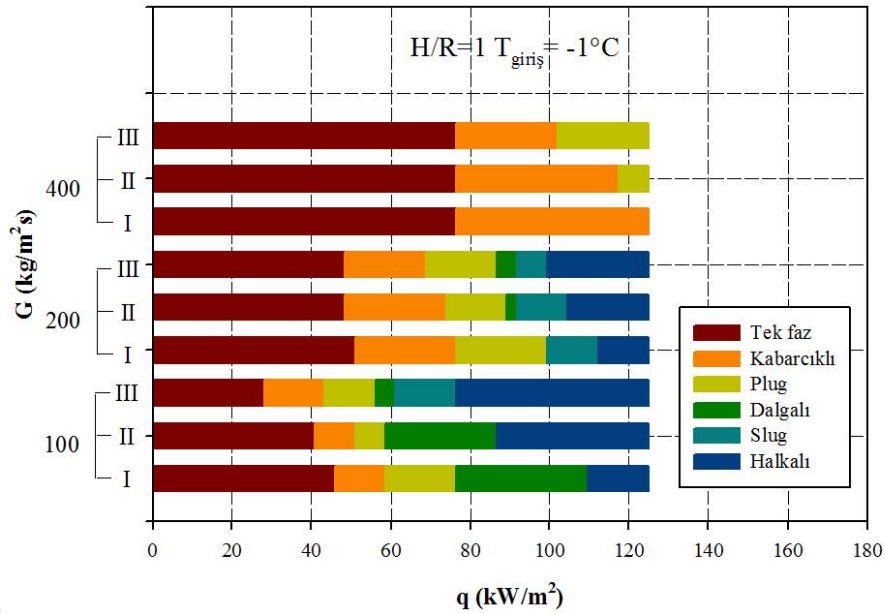
**Resim 4.12.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.13.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=102$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.14.**  $H/R=1$   $P=3$  bar  $q=153$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



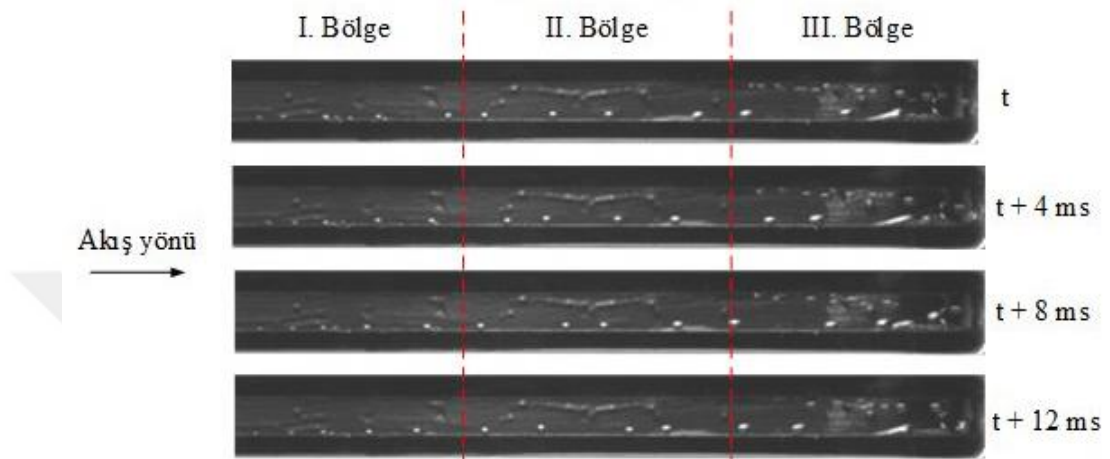
**Şekil 4.2.** H/R=1 ve P=4 bar için farklı kütle debilerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

Aşırı soğutma durumunun etkisinin gözlenebilmesi için 4 bar basınç ve  $-1^{\circ}C$  giriş sıcaklığı için kaynama deneyleri gerçekleştirilmiştir.

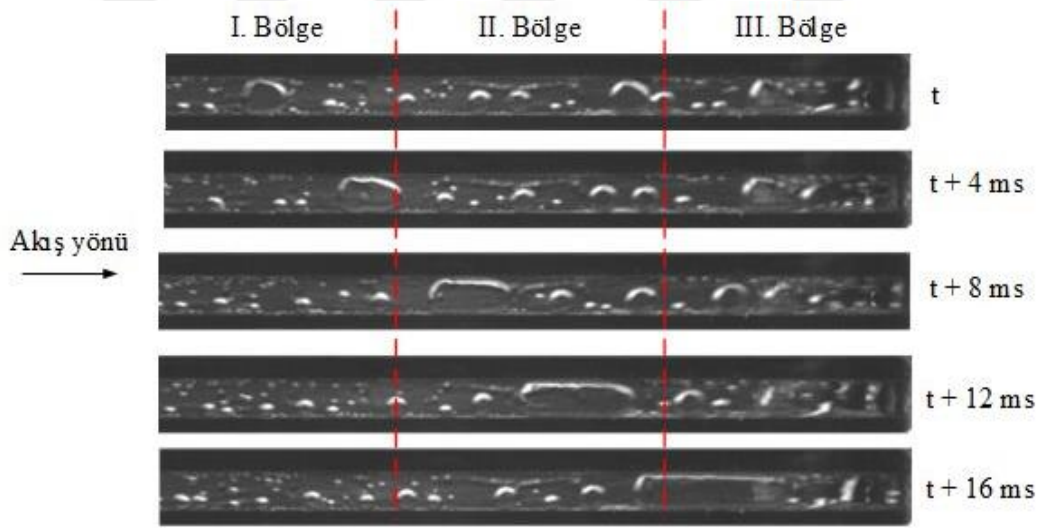
Şekil 4.2 ve Resim 4.15'den görüldüğü gibi  $q=40,8 \text{ kW/m}^2$  ve  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değerinde I. bölgede kanal keskin köşelerinde kabarcıklı kaynama meydana gelmekte ve oluşan kabarcıklar II. bölge boyunca büyüyerek ilerlemektedir. III. bölgede ise kabarcıklı kaynama oluşumu artmakta ve çıkışta oluşan kabarcıklar birleşmeye başlamaktadır. Isı akısı  $56,12 \text{ kW/m}^2$  olduğunda I. bölgede plug akış ve kabarcıklı kaynamalı akış belirgin bir şekilde gözlenirken, II. ve III. bölgede plug akış baskın olmaktadır. Isıtma zamanı arttıkça çıkış bölgesinde yer yer dalgalı akışın etkisi görülmektedir (Resim 4.16). P=4 bar  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için ısı akısı  $84,1 \text{ kW/m}^2$  olduğunda I. bölgede çoğunlukla dalgalı akış görülürken II. ve III. bölgede dalgalı ve slug akış eş zamanlı gözlenmektedir. Isı akısı  $110 \text{ kW/m}^2$ 'i geçtiğinde  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için tüm bölgelerde halkalı akış görülmektedir (Resim 4.18).

Resim 4.19'da 4 bar basınç ve  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akısı için  $q=56,1 \text{ kW/m}^2$  değeri ısı akısında akış rejimi verilmektedir. Görüldüğü gibi kütle akısı arttığında I. bölgede kabarcıklı kaynama ve mikro kabarcıklar yoğun bir şekilde oluşurken II. ve III. bölgede bu kabarcıklar birleşerek büyümektedir. Aynı şartlar için ısı akısı  $84,6 \text{ kW/m}^2$  değerine çıktığında hem kabarcıklı akış hem de plug akış meydana gelirken III.

bölgenin sonunda dalgalı akış gözlenmektedir (Resim 4.20). Bu kütle akısında slug akış bütün bölgelerde yaklaşık  $90 \text{ kW/m}^2$  ile  $110 \text{ kW/m}^2$  arasında gözlenmiştir. Isı akısı  $114,7 \text{ kW/m}^2$ 'e ulaştığında I. bölgede yer yer slug akış görülürken diğer bölgelerde genel olarak halkalı akış hakimdir (Resim 4.21).

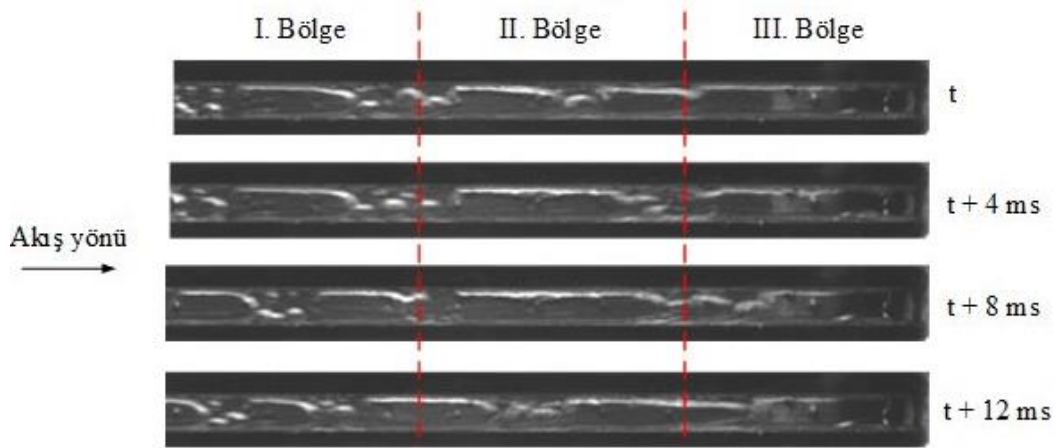


**Resim 4.15.**  $H/R=1$   $P=4 \text{ bar}$   $q=40,8 \text{ kW/m}^2$   $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$

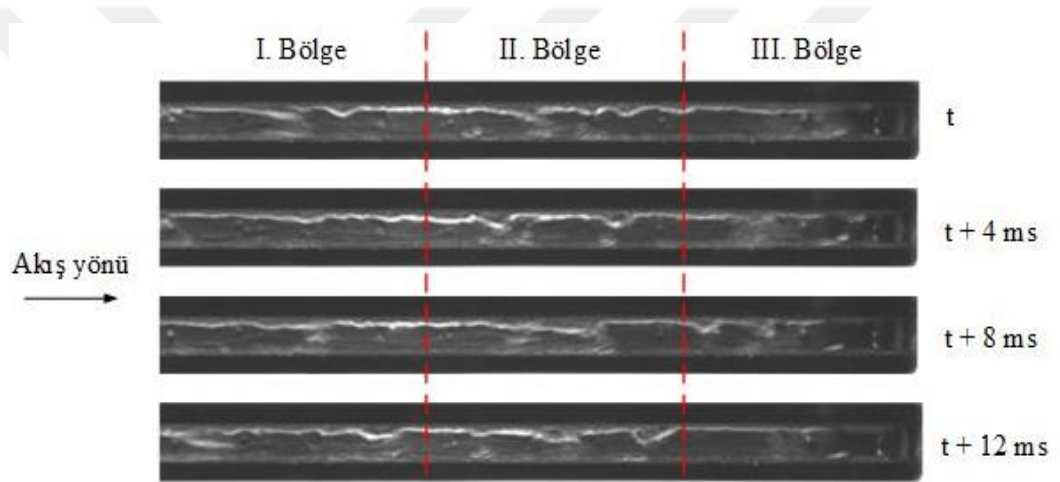


**Resim 4.16.**  $H/R=1$   $P=4 \text{ bar}$   $q=56,12 \text{ kW/m}^2$   $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$

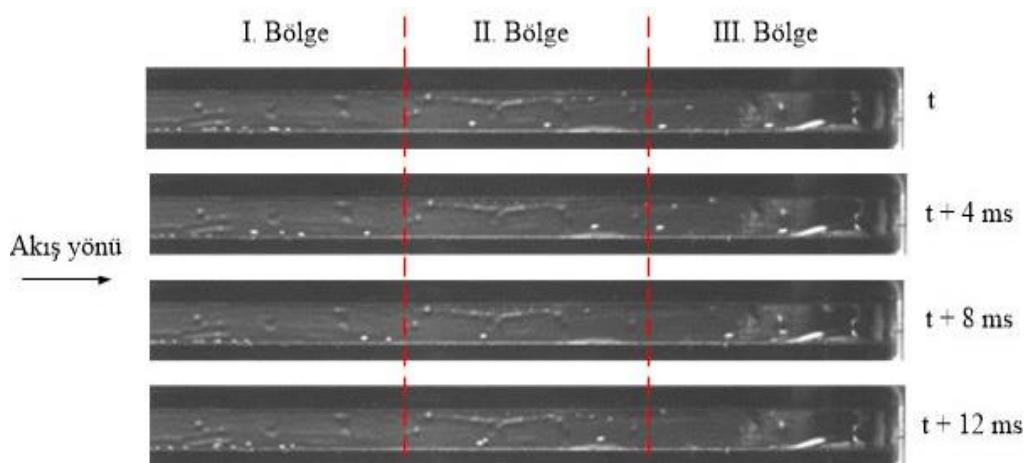
Soğutucu akışkanın kütle akısı  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  çıkartıldığında kabarcıklı kaynama olayı yaklaşık  $90 \text{ kW/m}^2$  ısı akısından sonra gözlenmiştir (Resim 4.22). Bu kütle akısında kabarcıklı kaynama olayı tüm bölgelerde yaklaşık aynı oranda ve aynı yoğunlukta gözlenmektedir. Isı akısı arttırıldıkça II. ve III. bölgenin sonunda plug akış gözlenmektedir.



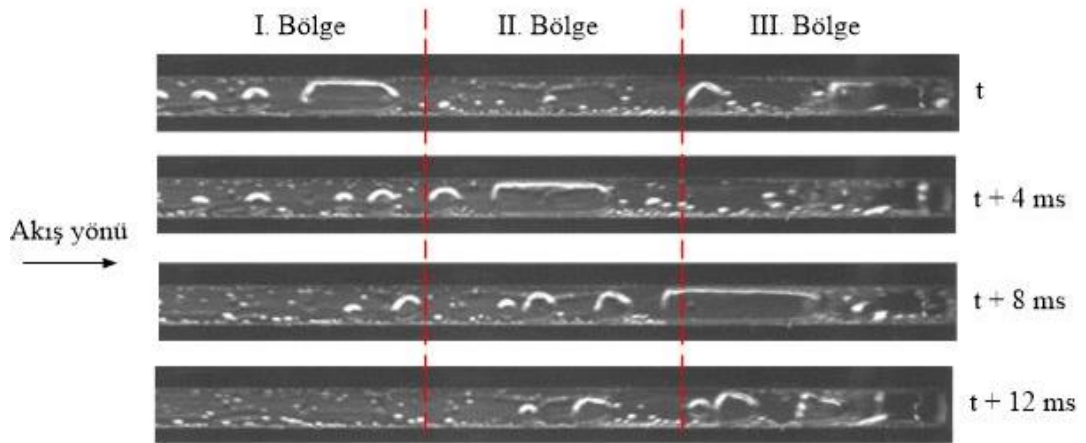
**Resim 4.17.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=84,1$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



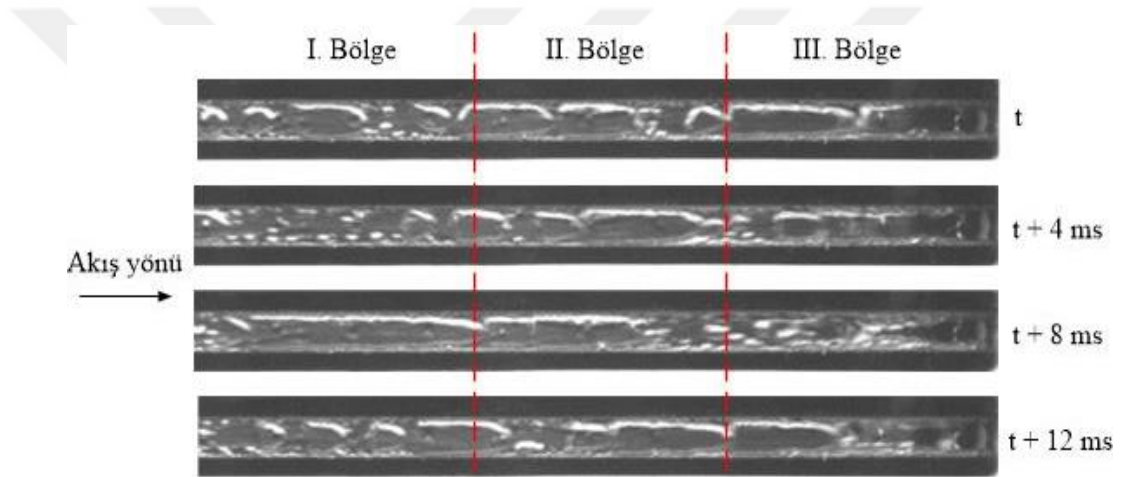
**Resim 4.18.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=114,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



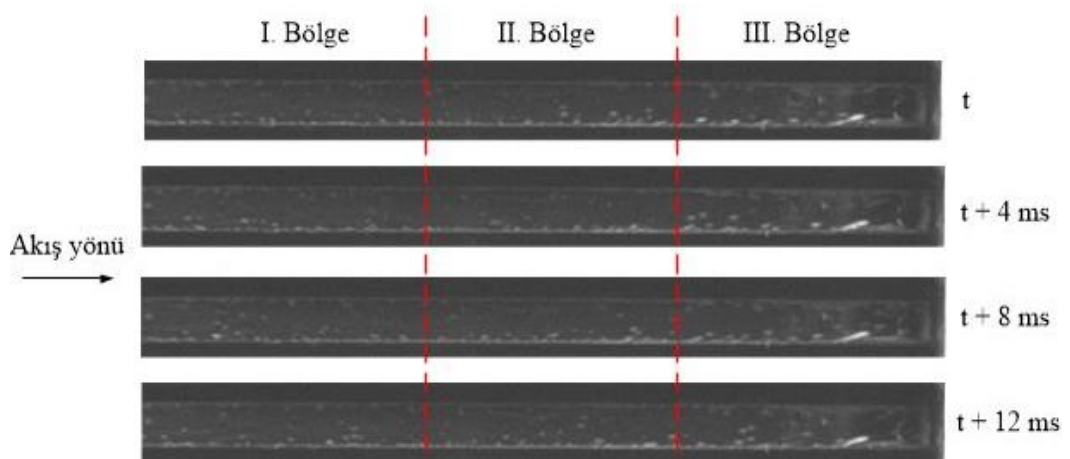
**Resim 4.19.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=56,1$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



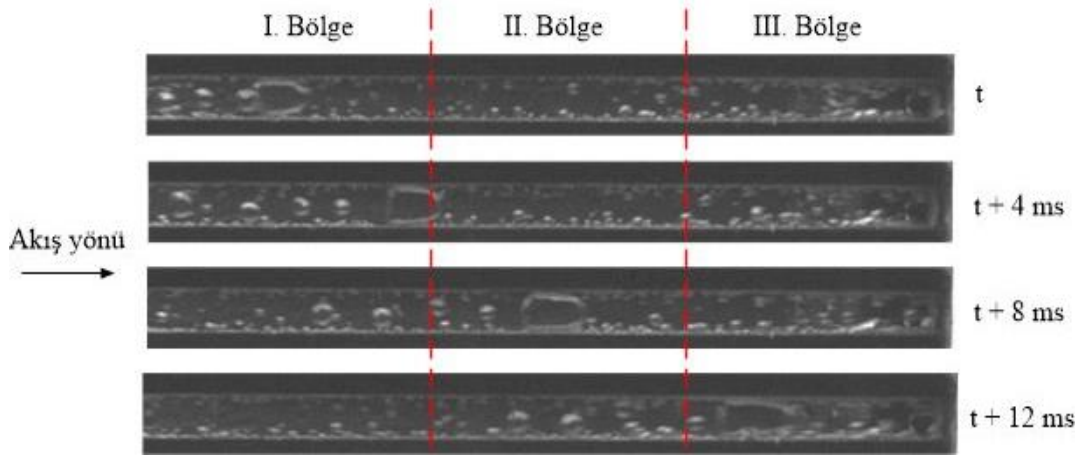
**Resim 4.20.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=84,6$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



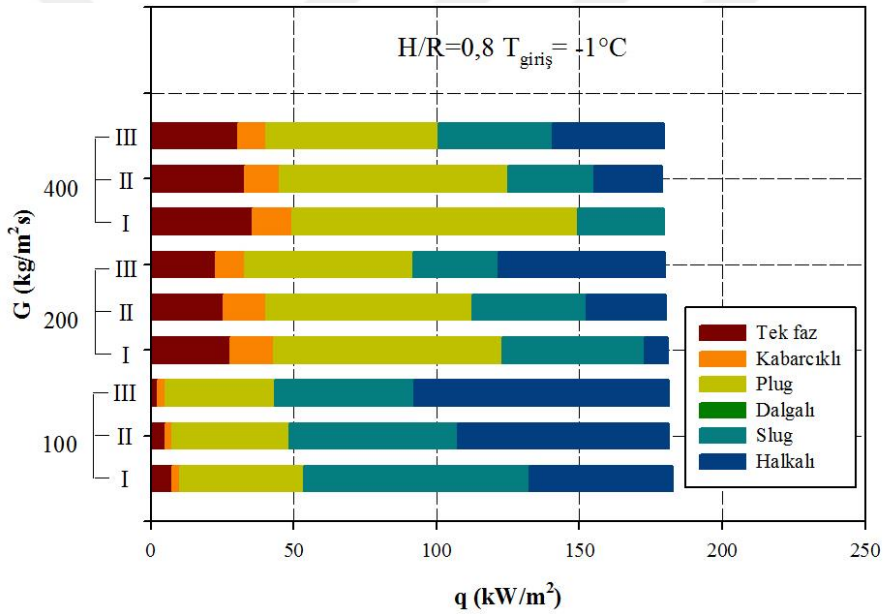
**Resim 4.21.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=114,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.22.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=91,8$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.23.**  $H/R=1$   $P=4$  bar  $q=114,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



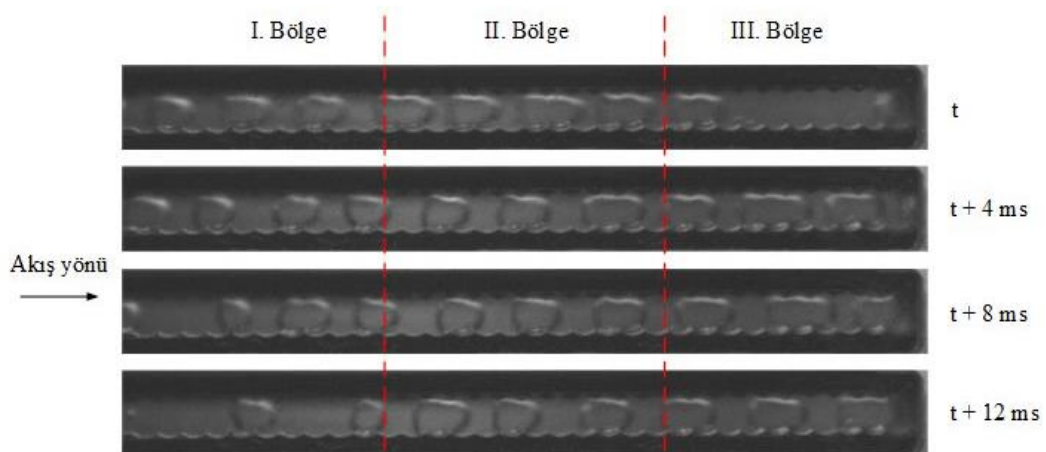
**Şekil 4.3.**  $H/R=0,8$  ve  $P=3$  bar için farklı kütle debilerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

Deneysel çalışmada, mini kanal içerisinde oluşturulan ve daralan genişleyen akış geometrisi için  $H/R$  oranı 0,8 yapılarak test bölümü için bir düzenleme yapılmıştır (Şekil 4.3). Öncelikle daralan genişleyen kanal içerisinde ( $H/R=0,8$ ) düz kanala göre hem doyma sıcaklığına yakın hem de aşırı soğutulmuş soğutucu akışkan girişinde daha yüksek ısı akılarında tek fazlı akıştan kabarcıklı kaynamalı akışa geçişin olduğu görülmüştür (Şekil 4.4).

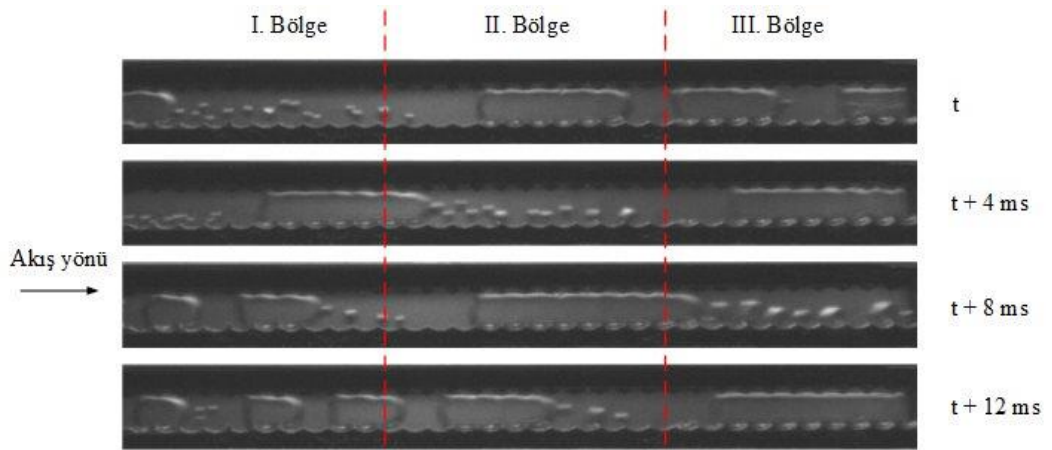
$H/R=0,8$  ve  $P=3$  bar çalışma basıncı için farklı kütle debilerindeki akış rejiminin ısı akısına göre değişimi Şekil 4.3'de verilmiştir. Ayrıca akış rejiminin görüntüleri Resim

4.24 ve Resim 4.37 arasında verilmiştir. Görüldüğü gibi kütle akısının  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değerinde ısı akısının  $5.1 \text{ kW/m}^2$  olması durumunda akış rejimi tüm akış bölgelerinde ağırlıklı olarak plug akış olarak gözlenmiştir. Isı akısının artmasıyla düz kanala göre akış rejimlerinin daha belirgin ve geniş ısı akılarında olduğu gözlenmiştir. Kütle akısı  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'e çıktığında özellikle II. bölgenin sonunda ve III. bölgenin başında belirgin kabarcıklı kaynamaların meydana geldiği gözlenmektedir. Isı akısının yaklaşık  $100 \text{ kW/m}^2$  ile  $200 \text{ kW/m}^2$  değerleri arasında plug akış gözlenirken daha yüksek ısı akılarında dalgalı akış etkin olmuştur. Burada dikkat edilmesi gereken önemli durum; oluşturulan periyodik daralan – genişleyen geometri ile dalgalı akışın periyodunun büyüdüğü gözlenmiştir. Yüzey pürüzlüğüne bağlı olarak dalgalı akışın daha geniş bir akış bölgesinde ve daha geniş bir frekansta meydana geldiği görülmektedir.

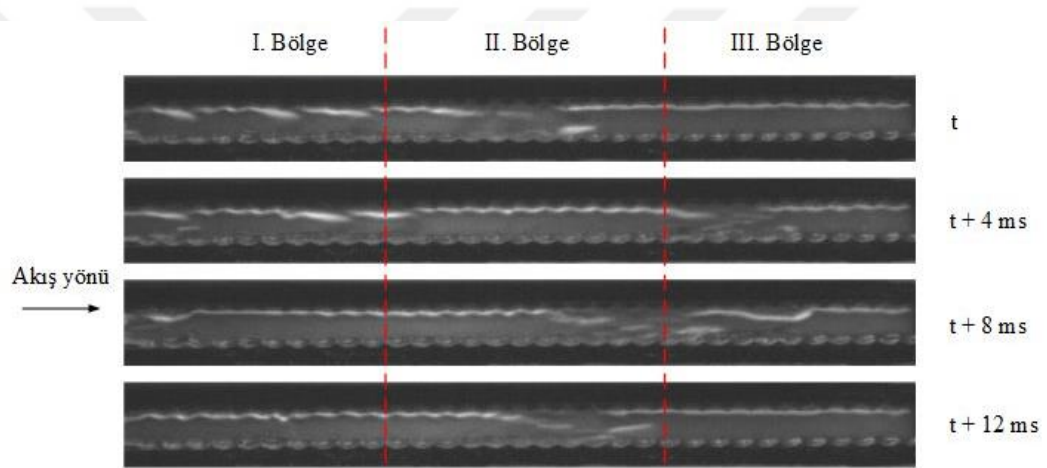
$H/R=0,8$  ve  $P=3$  bar için kütle akısı  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'e çıktığında kabarcıklı kaynama bölgesinin alışılmış kabarcık düzeninden ziyade sündürülmüş kabarcıkların olduğu bu kabarcıkların yüzey ısı akısı ve zamana bağlı olarak arttığı gözlenmiştir. Isı akısının yüksek değerlerinde akış kanalının tüm bölgelerinde kabarcıklı akışın olduğu, bu kabarcıklı akışın III. bölgede birleştiği buna karşın dairesel geometri yerine sündürülmüş elips şeklinde daha büyük kabarcıkların meydana geldiği gözlenmiştir. Isı akısının  $150 \text{ kW/m}^2$  değerinde ise hala kabarcıklı akışın meydana geldiği II. ve III. akış bölgelerinde yer yer plug ve dalgalı akışın olduğu gözlenmiştir (Resim 4.37).



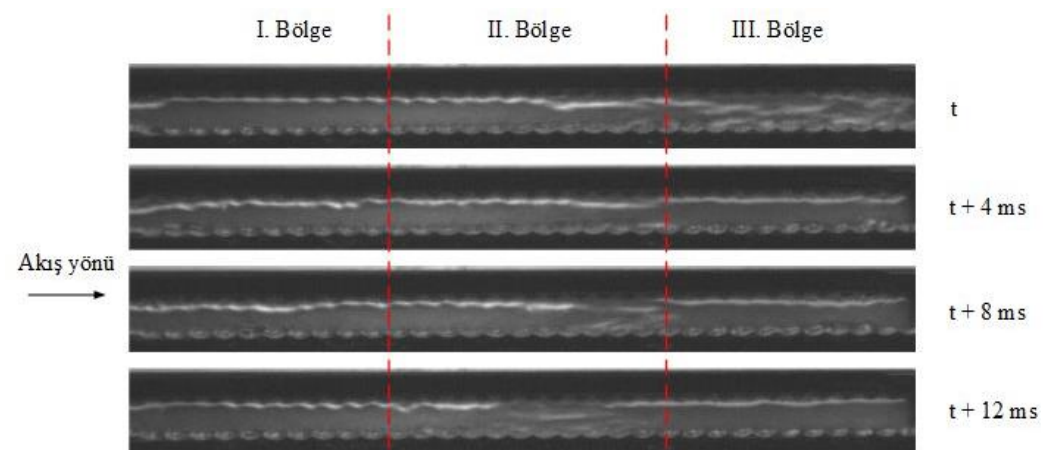
**Resim 4.24.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=5,1 \text{ kW/m}^2$   $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.25.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=38,2$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$

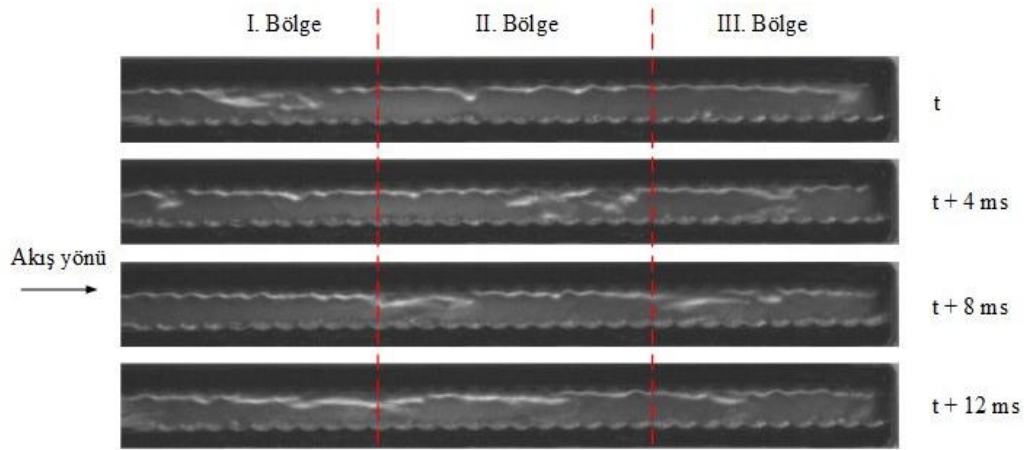


**Resim 4.26.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$

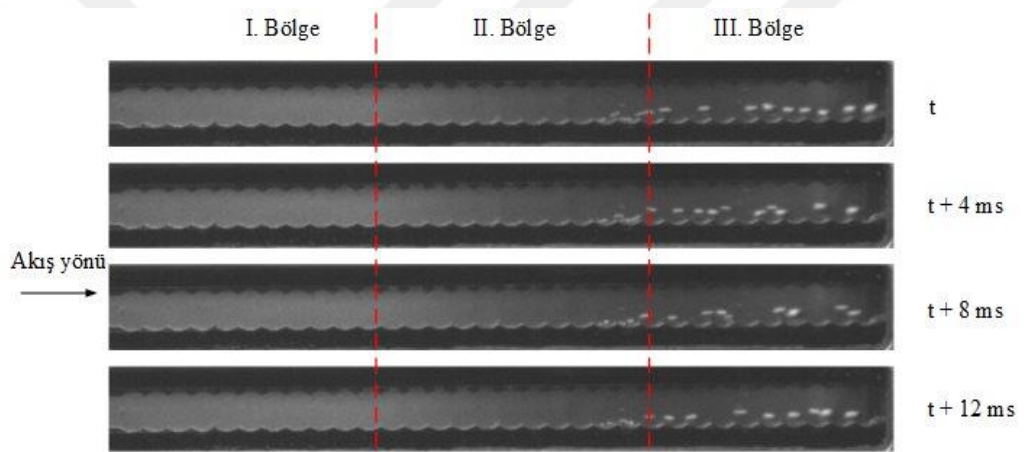


**Resim 4.27.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=102$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$

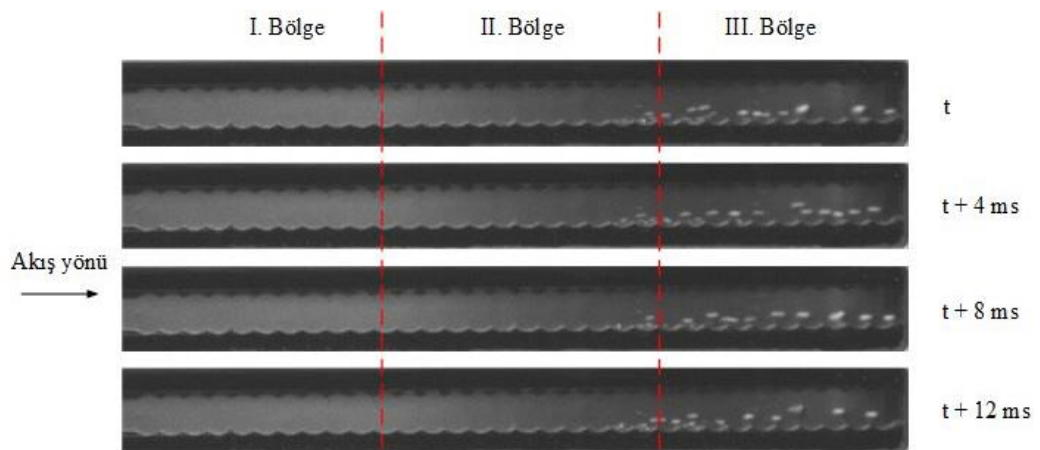




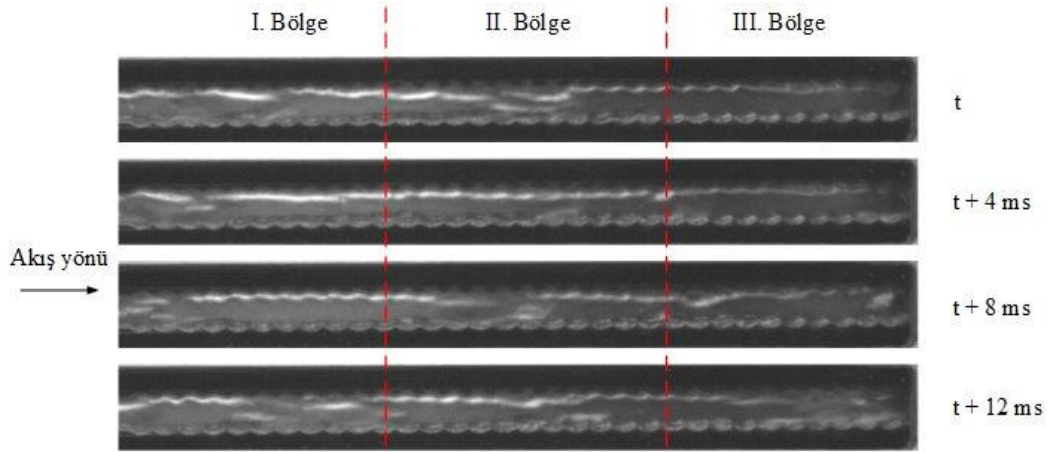
**Resim 4.28.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



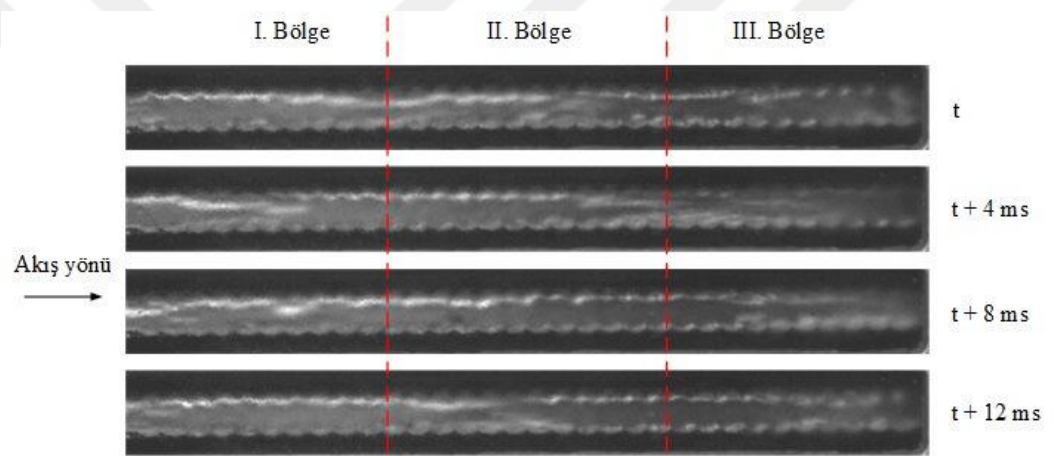
**Resim 4.29.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=28$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



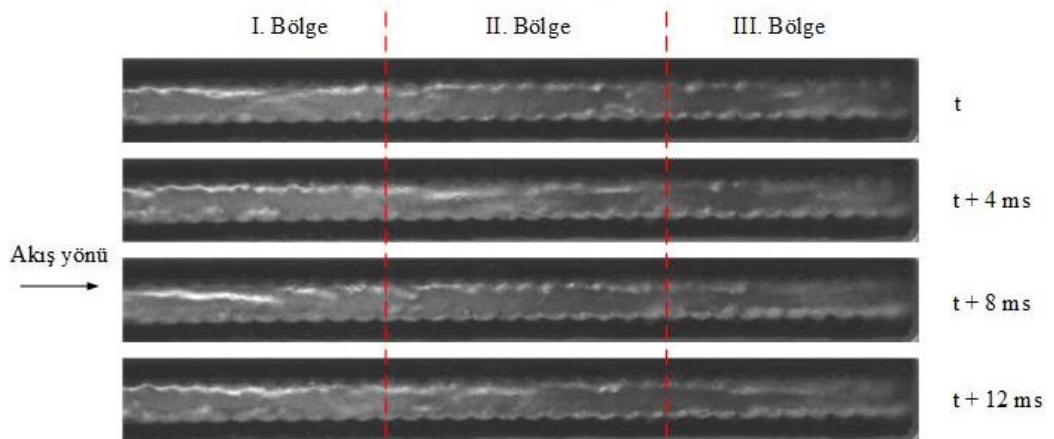
**Resim 4.30.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=38,2$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



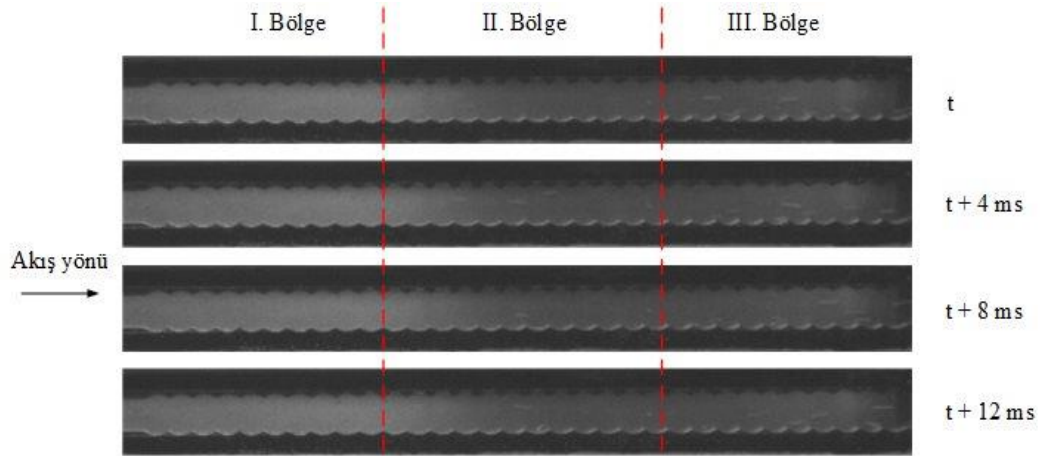
**Resim 4.31.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



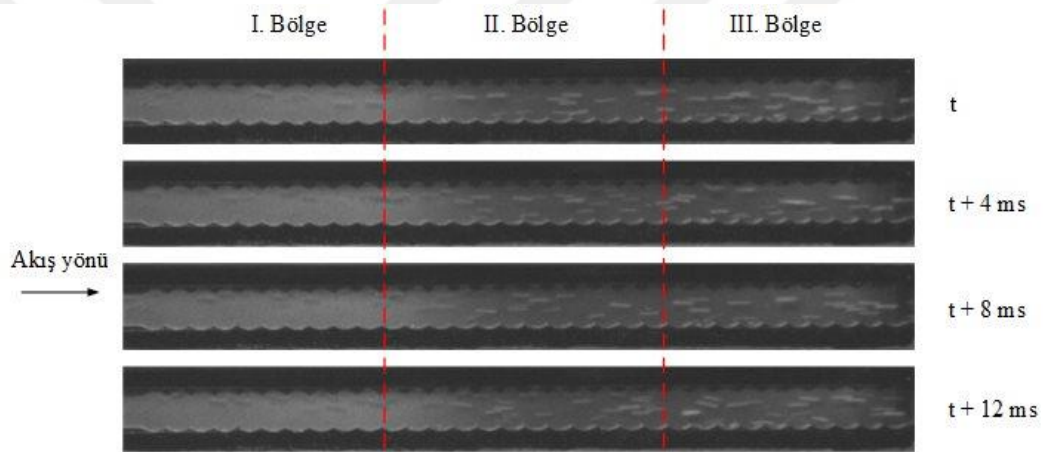
**Resim 4.32.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=102$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



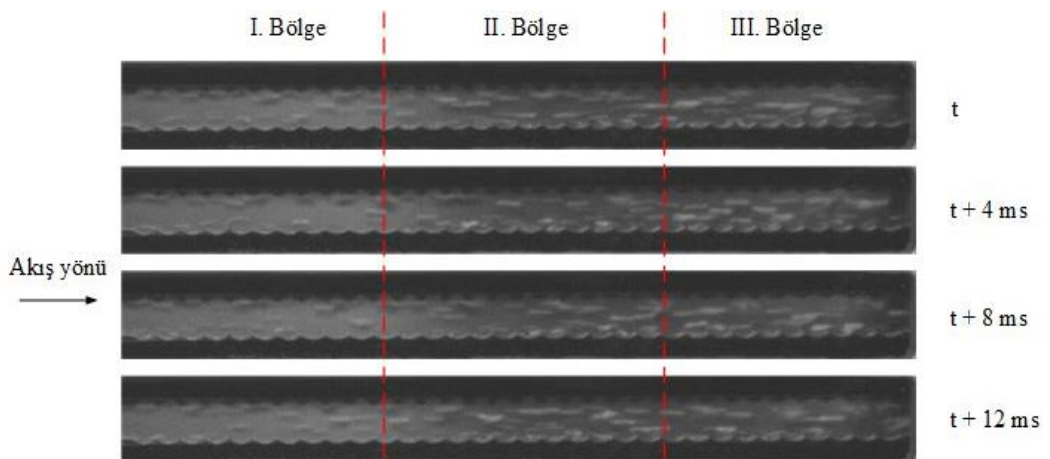
**Resim 4.33.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=153$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



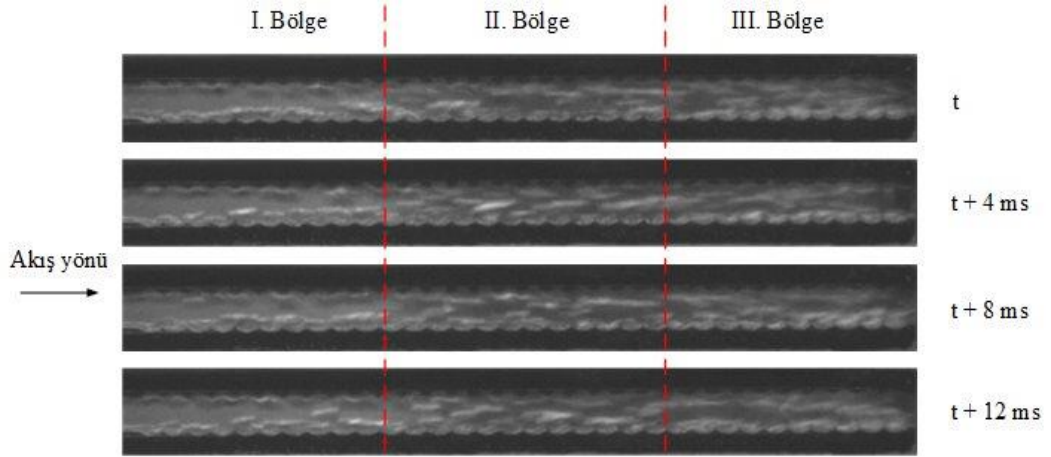
**Resim 4.34.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q= 35,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



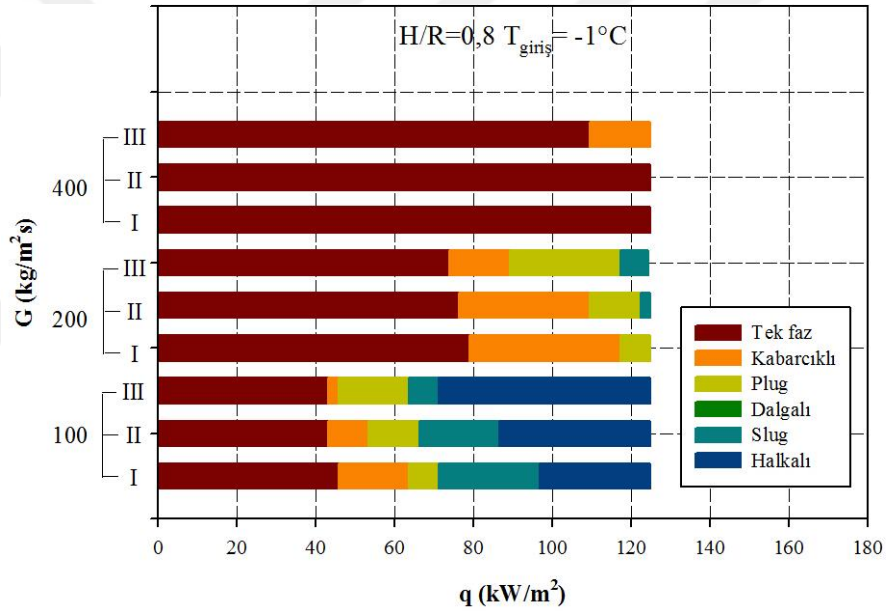
**Resim 4.35.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.36.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=102$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



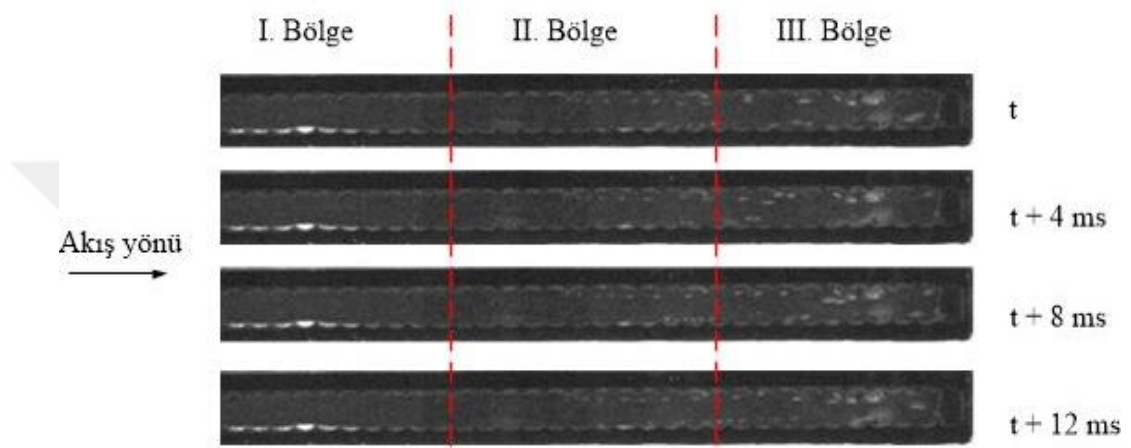
**Resim 4.37.**  $H/R=0,8$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=400$  kg/m<sup>2</sup>s



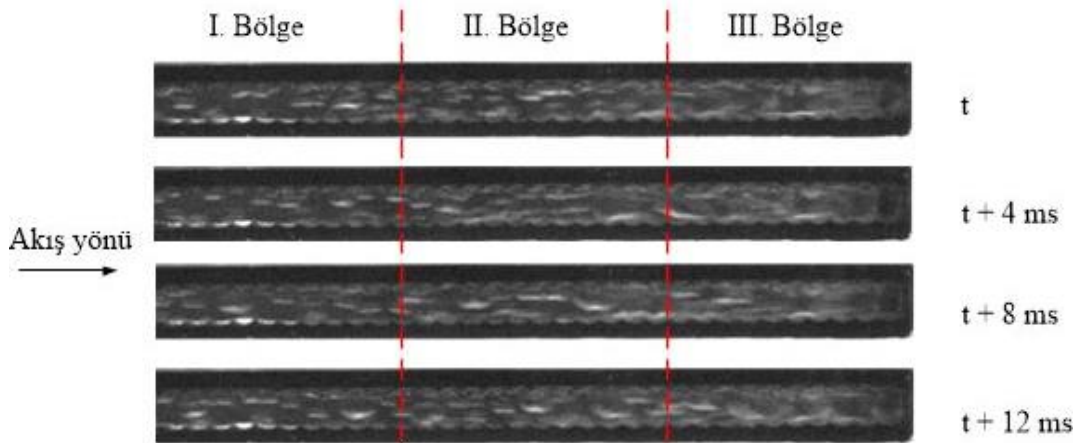
**Şekil 4.4.**  $H/R=0,8$  ve  $P=4$  bar için farklı kütle debilerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

$H/R=0,8$   $P=4$  bar için aşırı soğutmanın etkisi ise Şekil 4.4'de verilmiştir. Görüldüğü gibi soğutucu akışkan debilerinde tüm akış bölgelerinde kabarcıklı akış bölgesine oldukça yüksek ısı akılarında geçişin sağlandığı tespit edilmiştir. Buna karşın düşük akışkan debilerinde halkalı akış rejiminin daha düşük ısı akılarında ve daha geniş ısı akısı aralığında olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi olarak da daralan – genişleyen etkisiyle akışın giriş gölgesinden başlayarak mini kanalın eksenine yönlendiği akışkan hızının nispeten arttığı buna bağlı olarak da kabarcıklı kaynamanın nispeten daha geç olduğu sonucuna varılmıştır.

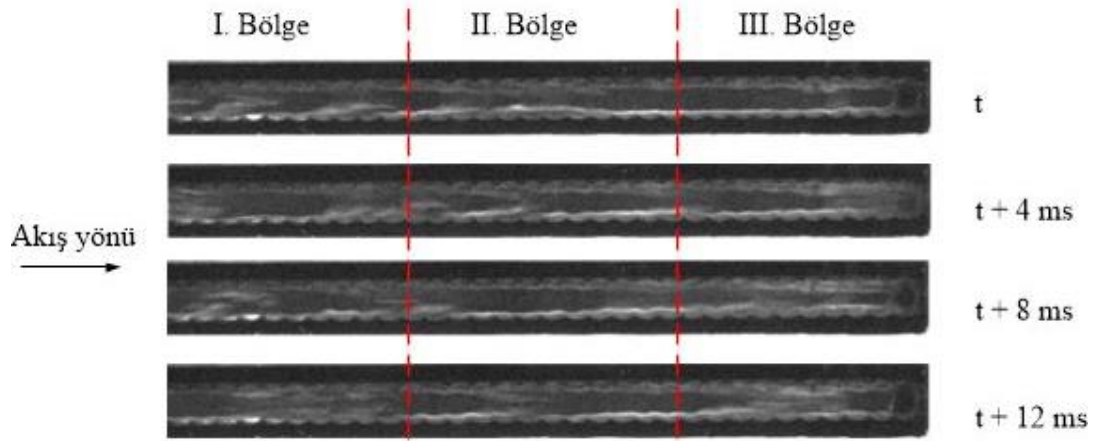
Düşük akışkan debilerinde halkalı akış rejiminin daha geniş olması yine kanal yüzeyindeki daralan-genişleyen geometrinin etkisiyle noktasal olarak daralan bölgelerde kabarcıklı kaynamanın hızlı bir şekilde meydana gelerek kanal ekseninde birleşmesi ancak soğutucu akışkanın nispeten daha yüksek hıza ulaşmasından dolayı tabandan sıvı tek fazda akışkanın mini kanal üst tarafında ise buhar fazında soğutucu akışkanın aktığı sonucuna varılmıştır.



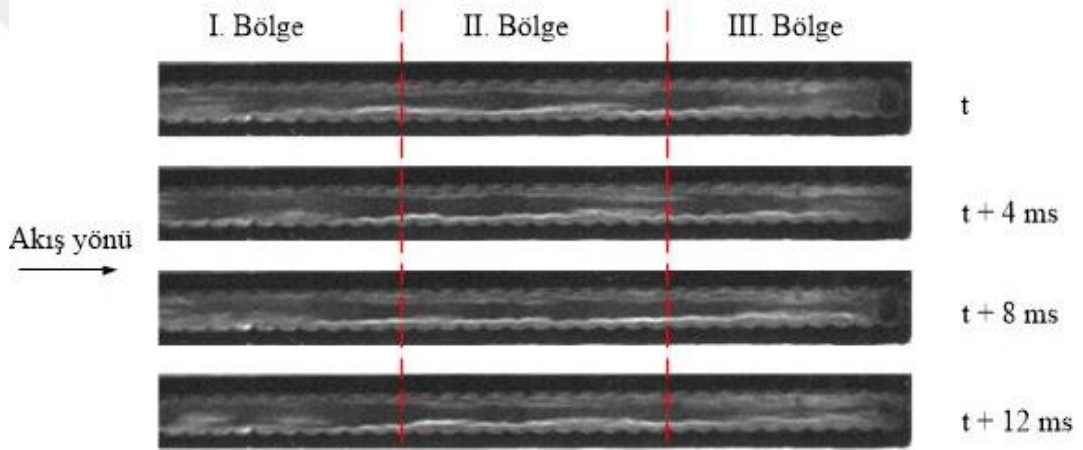
**Resim 4.38.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=45,9$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



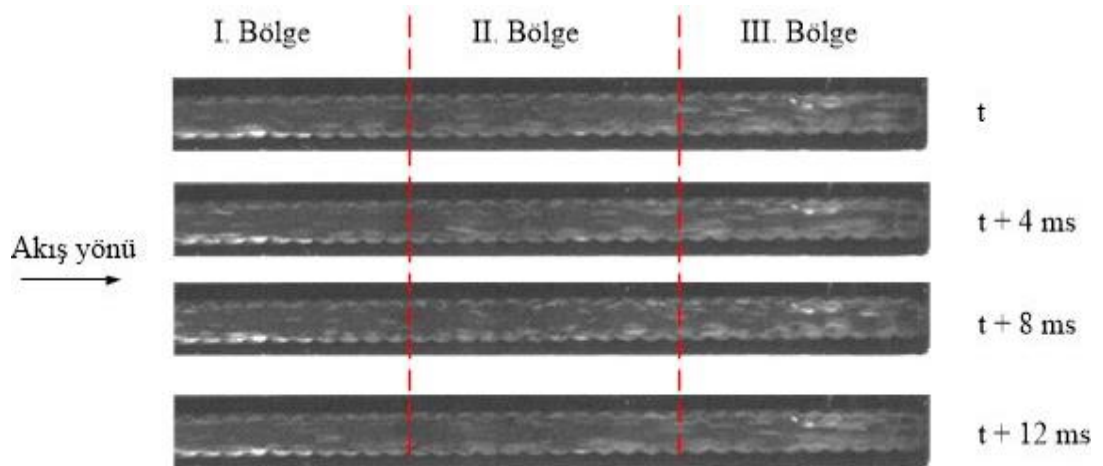
**Resim 4.39.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=56,1$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



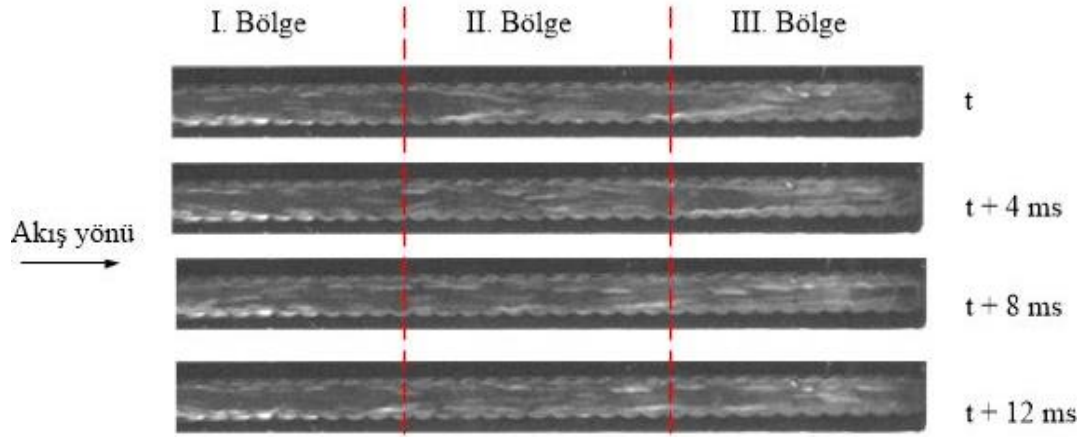
**Resim 4.40.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=84,6$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



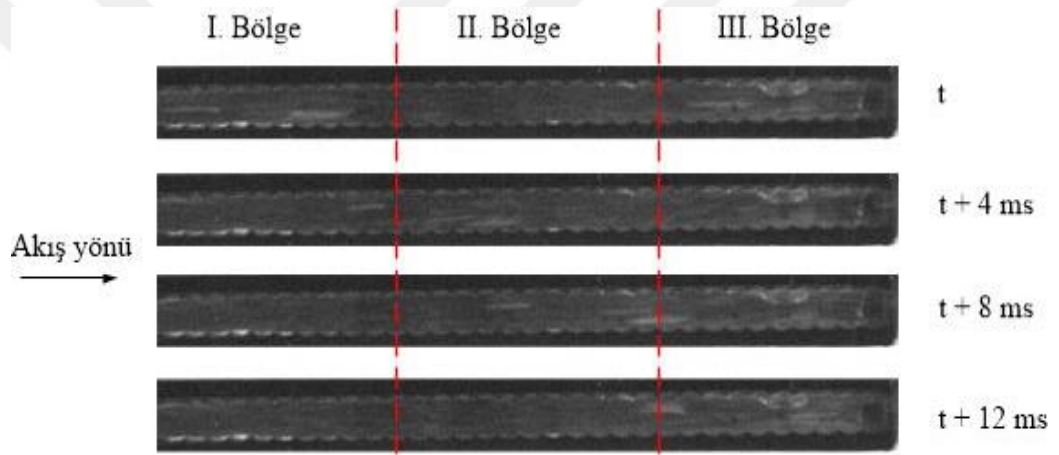
**Resim 4.41.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=114,7$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



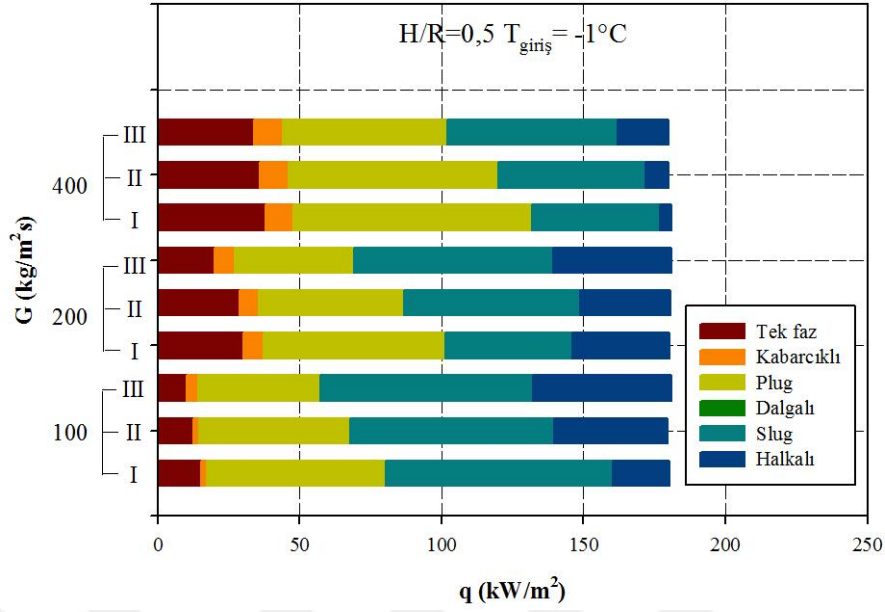
**Resim 4.42.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=84,6$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



**Resim 4.43.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=114,7$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



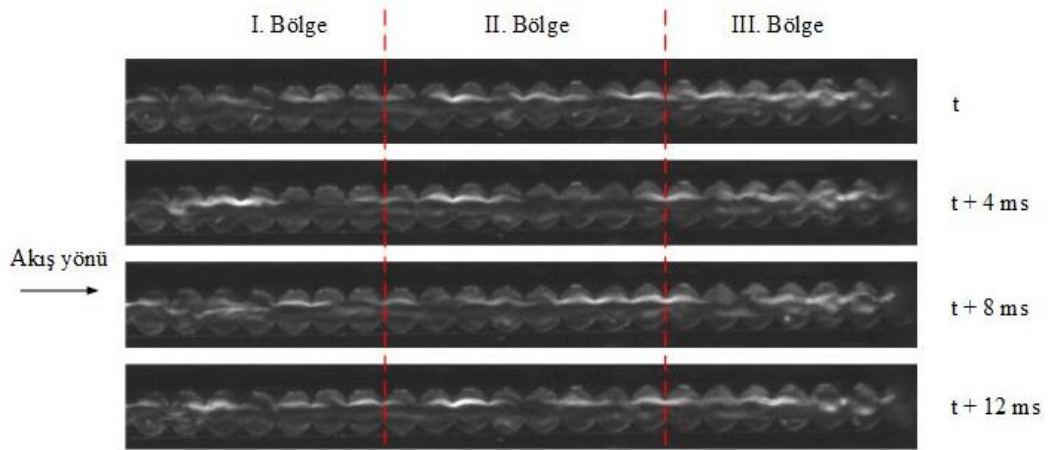
**Resim 4.44.**  $H/R=0,8$   $P=4$  bar  $q=125$  kW/m<sup>2</sup>  $G=400$  kg/m<sup>2</sup>s



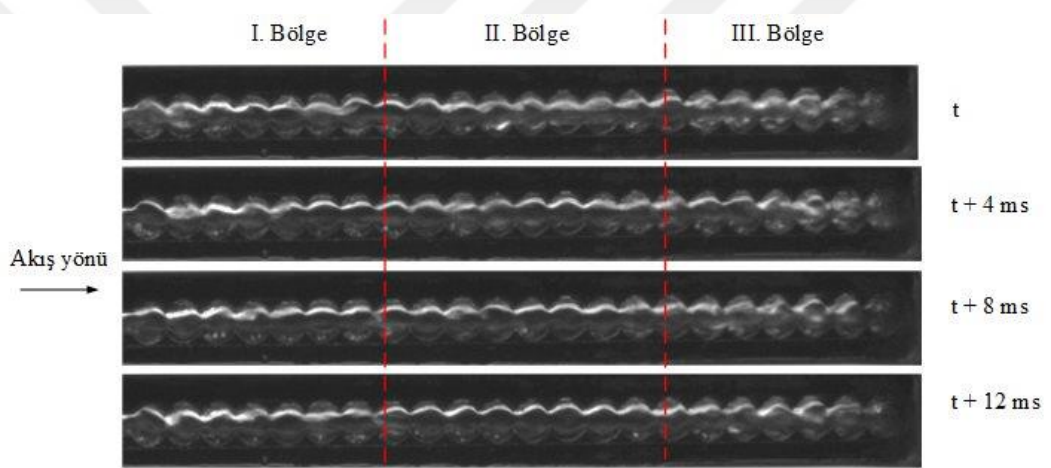
**Şekil 4.5.**  $H/R=0,5$  ve  $P=3$  bar için farklı kütle debilerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.5’de  $H/R=0,5$  ve çalışma basıncı  $P=3$  bar için farklı kütle debilerindeki akış rejiminin ısı akısına göre değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi  $H/R$  oranı azalması sabit  $H$  değerinde  $R$  çapının artması anlamına gelmektedir. Bunun sonucu olarak mini kanal içerisindeki engel yüksekliği artmaktadır. Deneysel çalışmalarda elde edilen verilere göre engel yüksekliğinin artması kabarcıklı kaynama bölgesinin azalması ile sonuçlanmaktadır. Düşük akışkan debilerinde kabarcık oluşumu periyodik daralan – genişleyen kanalın ilk olarak çukur bölgesinde oluşmakta, akışa karışmadan kabarcıklar büyümekte ve plug ve dalgalı akışın oluşumunu hızlandırmaktadır. Ayrıca hem plug hem dalgalı akışın daha geniş bir ısı akısı ile gözlenmesiyle sonuçlanmaktadır (Resim 4.45.) Isı akısının artması ile kabarcık oluşumu hızlanmakta ve periyodik daralan – genişleyen kanal boyunca bir buharlı bölge akış alanı oluşmaktadır. Isı akısının daha da artırılması I. bölgenin sonunda halkalı akışın oluşumu ile sonuçlanmakta ve kanal boyunca dalgalı akışın oluşmasına izin vermeden slug ve halkalı akışın oluşması ile sonuçlanmaktadır. Bu durum tüm kütle akılarında benzer şekilde görülmektedir.

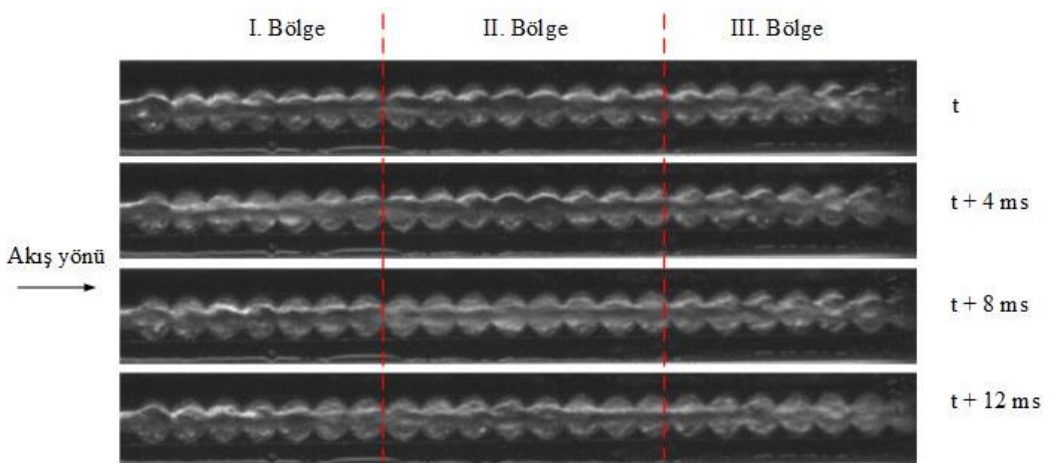




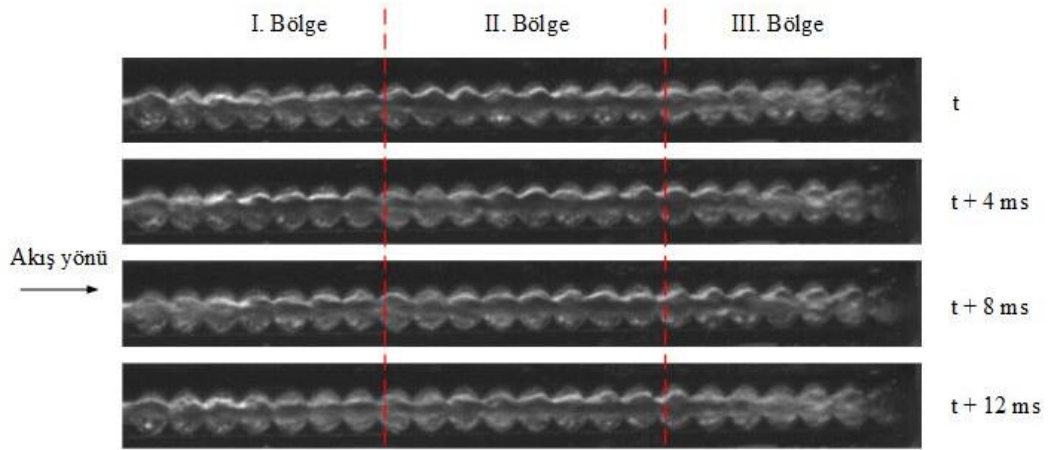
**Resim 4.45.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=15,3$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



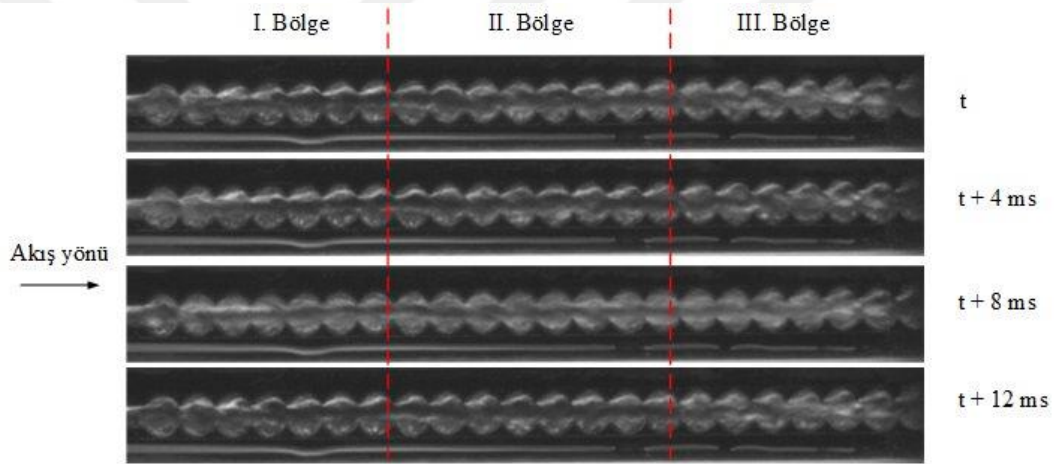
**Resim 4.46.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=38,2$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



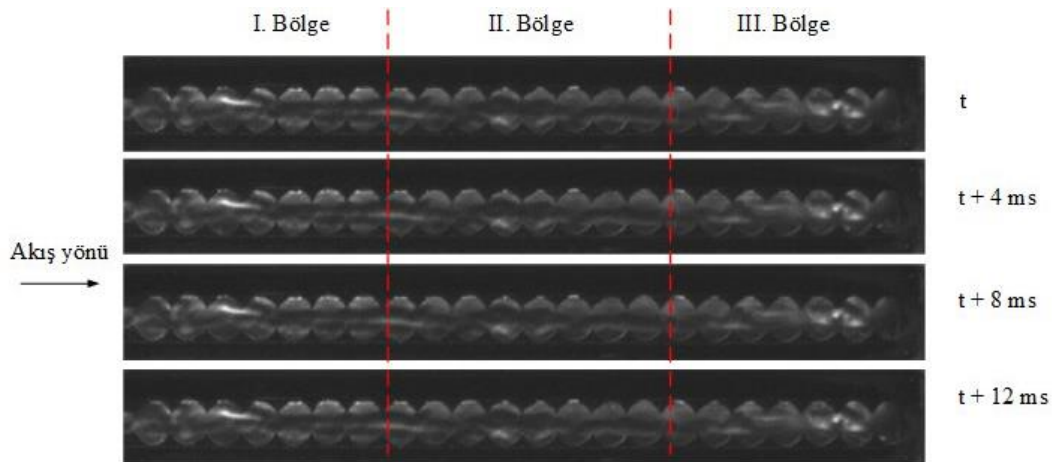
**Resim 4.47.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=76,5$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



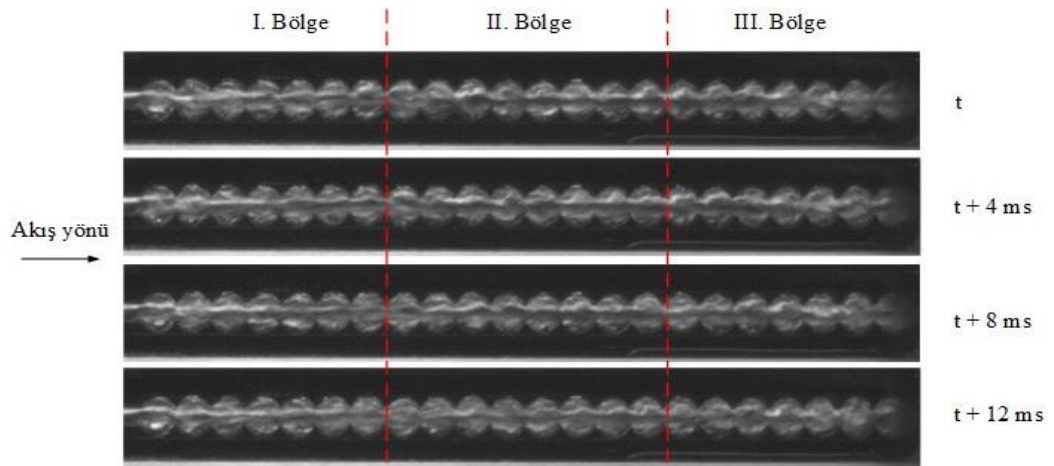
**Resim 4.48.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=102$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



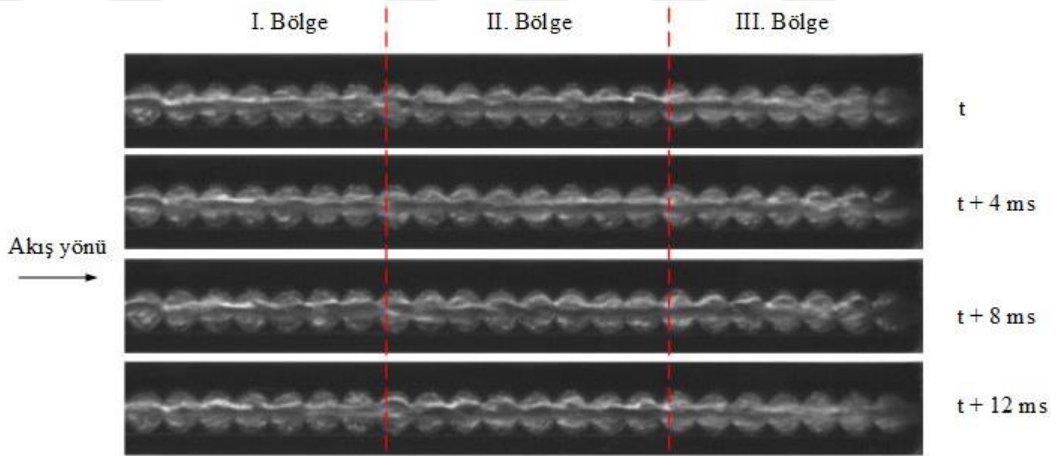
**Resim 4.49.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=100$  kg/m<sup>2</sup>s



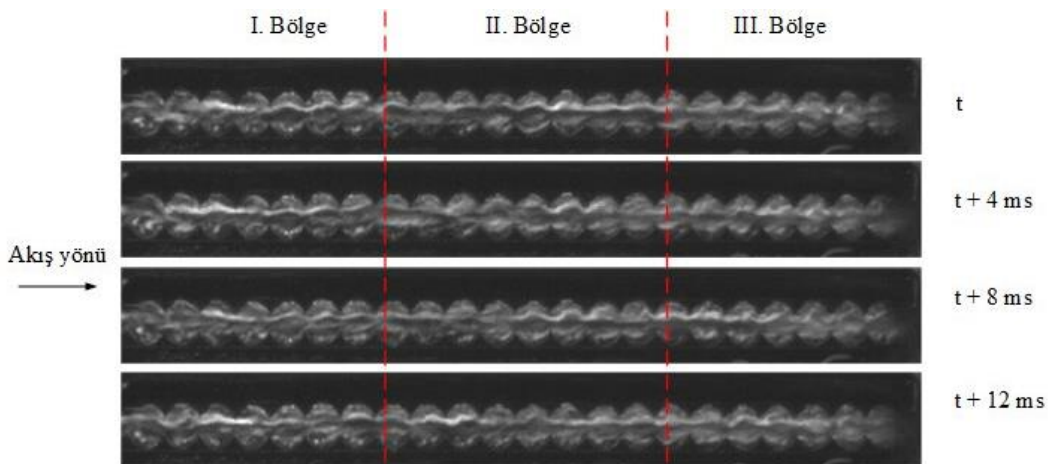
**Resim 4.50.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=30,6$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



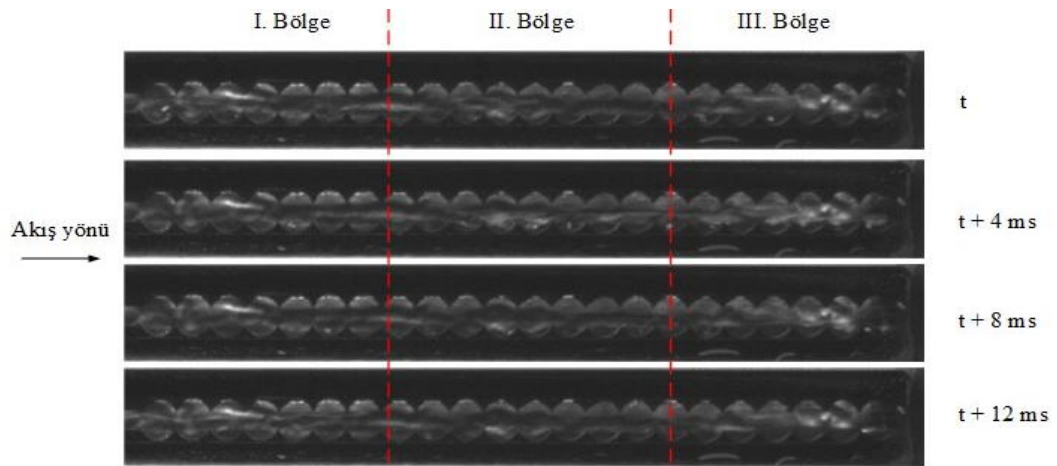
**Resim 4.51.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=76,5$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



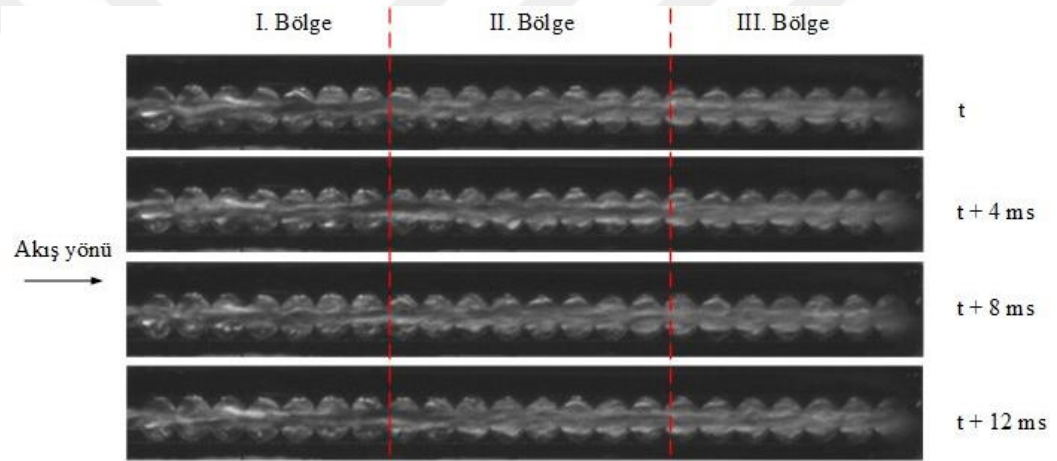
**Resim 4.52.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=102$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



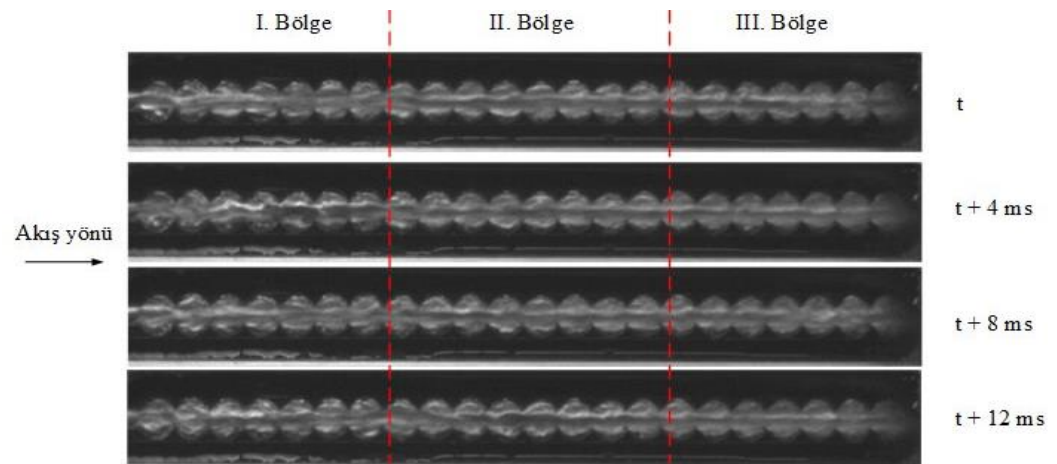
**Resim 4.53.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=200$  kg/m<sup>2</sup>s



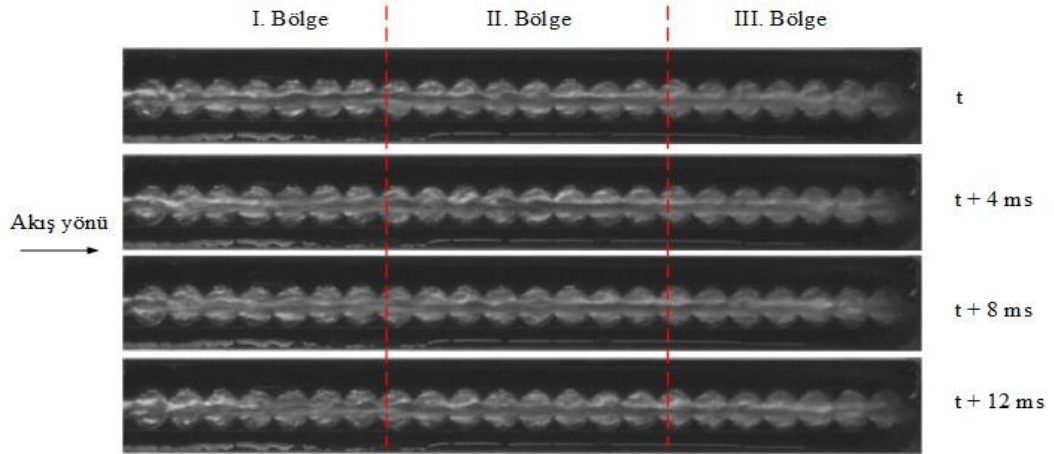
**Resim 4.54.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=30,6$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



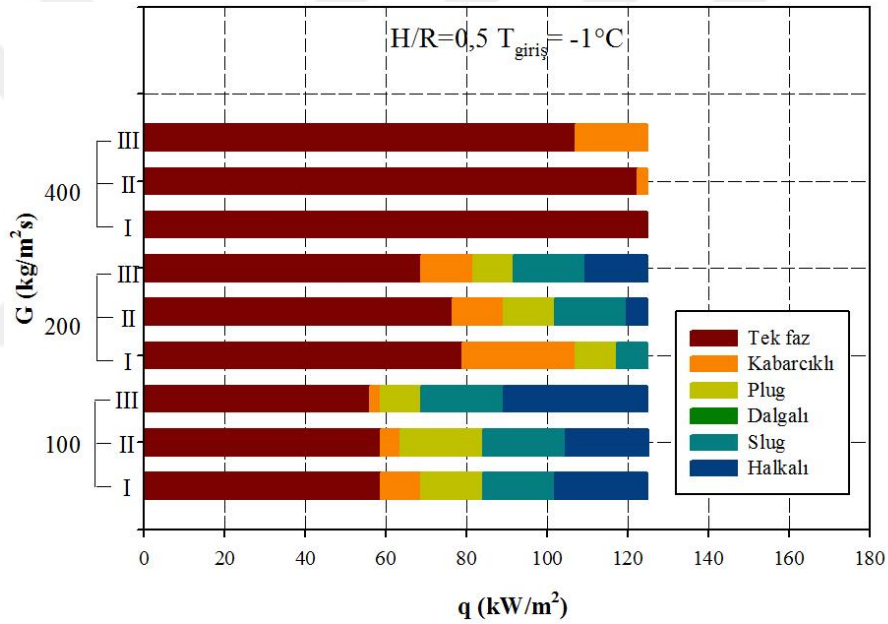
**Resim 4.55.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=76,5$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.56.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=102$   $\text{kW/m}^2$   $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.57.**  $H/R=0,5$   $P=3$  bar  $q=153$  kW/m<sup>2</sup>  $G=400$  kg/m<sup>2</sup>s



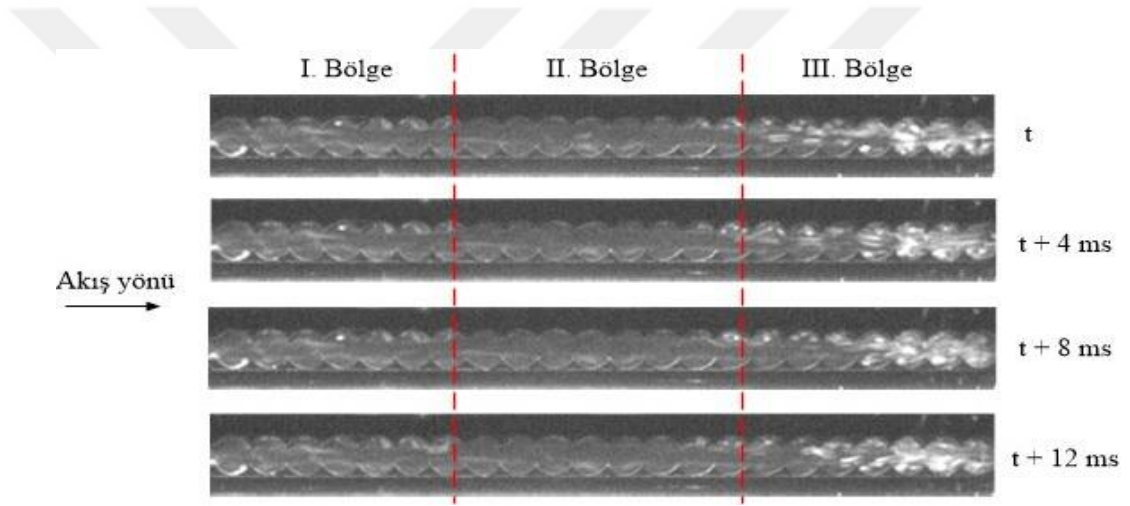
**Şekil 4.6.**  $H/R=0,5$  ve  $P=4$  bar için farklı kütle debilerinde akış rejiminin ısı akısına göre değişimi

Deneysel bulgulardan elde edilen ve ilginç bir sonuç olarak  $H/R$  değerinin azalması durumunda kabarcıklı akış rejimine geçişin nispeten daha yüksek ısı akılarında olduğu gözlemlenmiştir. Buna karşın aşırı soğutmanın etkisinin tüm akış rejimleri için önemini yitirdiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.6).

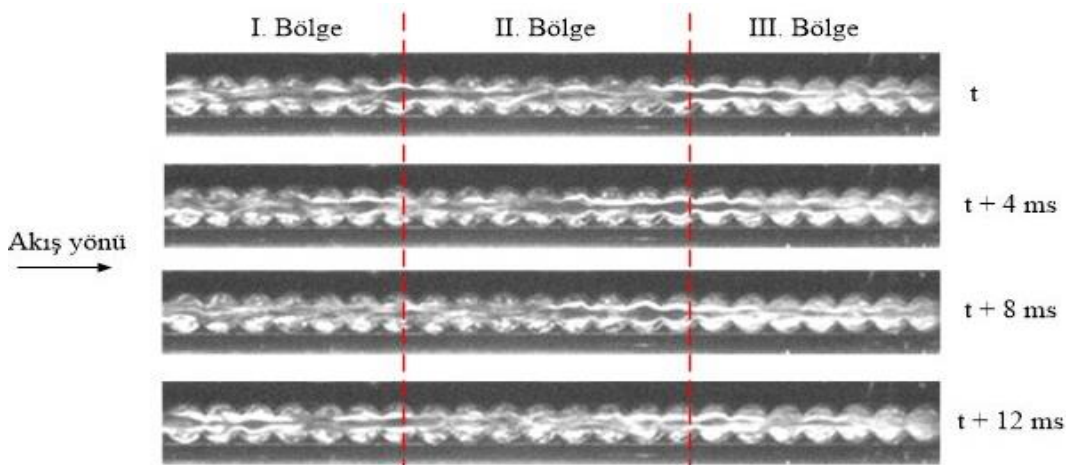
Buradan anlaşıldığı üzere tabandan ısıtma sağlanması durumunda pasif yöntemlerle akışın yönlendirilmesi kaynamayı geciktirdiği gibi akış rejimleri arasındaki geçişi de daha belirsiz kılmaktadır. Elde edilen bulgulara bağlı olarak tabandan ısıtma durumunda oluşturulan daralan – genişleyen yüzey akışkanın karışmasına neden

olmasına karşın ısıtma yüzeyinin nispeten azalması ile sonuçlanmaktadır. Buradan ısıtma yüzeyinin kanal içerisinde genişletilmiş yüzeye göre kaynama üzerinde daha etkin bir parametre olduğu sonucu çıkarılmaktadır.

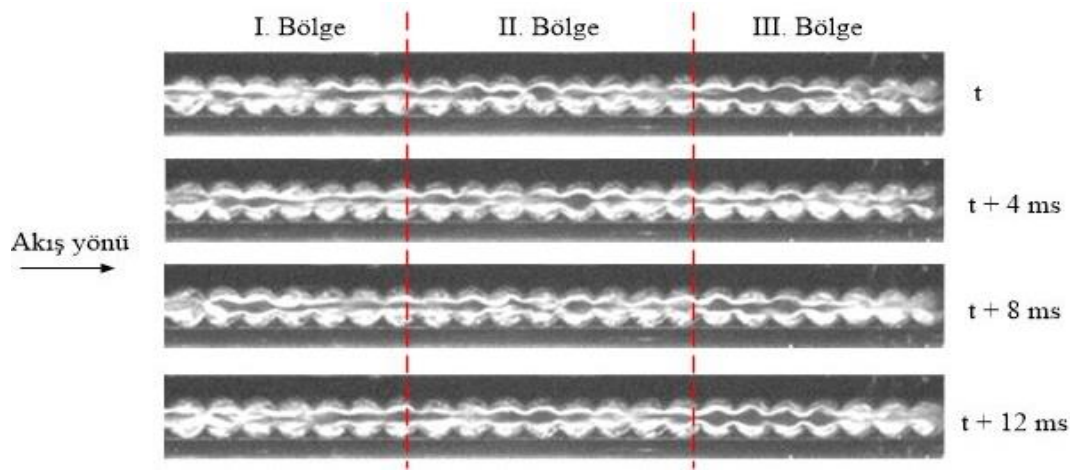
H/R oranının azalması ile aşırı soğutma durumu için kabarcıklı akış bölgesi ısı akısının yaklaşık  $60 \text{ kW/m}^2$  değerinde başlamakta ve yoğunlukla III. bölgede görülmektedir. (Resim 4.59). Deneysel bulgulardan elde edilen ilginç bir sonuç da H/R oranının azalması ile plug, dalgalı ve slug akış eş zamanlı çok kısa bir mesafede meydana gelmekte dirençlerin etkisiyle halkalı akış tüm ısı akılarında diğer rejimlerde de eş zamanlı görülmektedir.



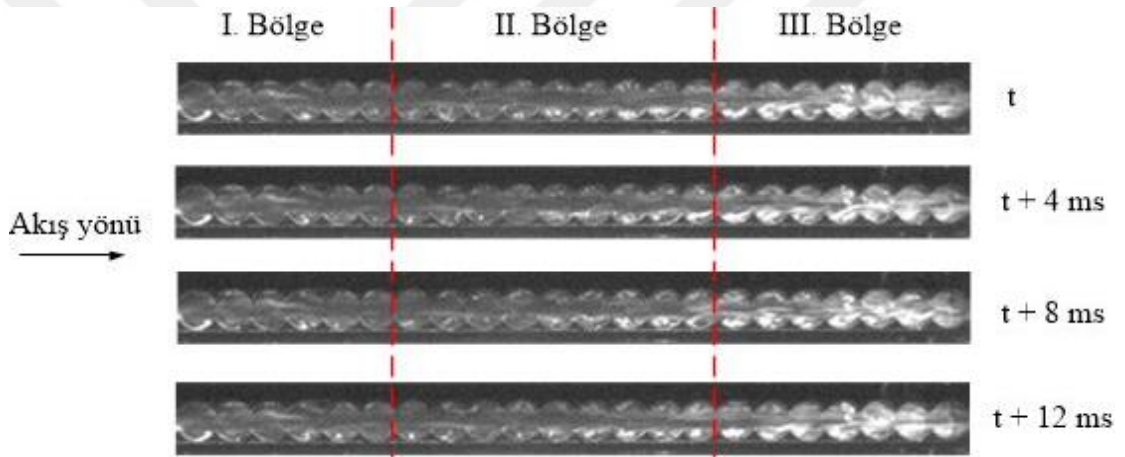
**Resim 4.58.**  $H/R=0,5$   $P=4 \text{ bar}$   $q=58,6 \text{ kW/m}^2$   $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



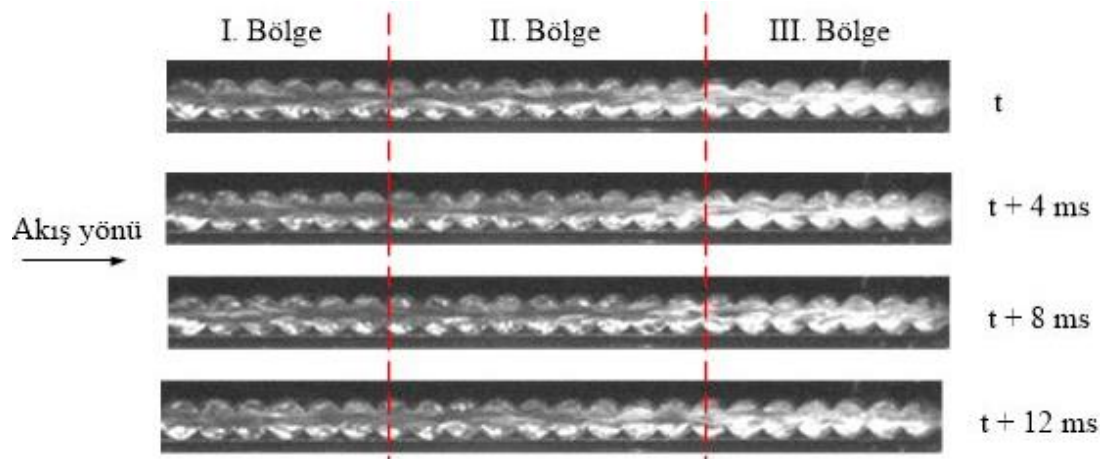
**Resim 4.59.**  $H/R=0,5$   $P=4 \text{ bar}$   $q=84,6 \text{ kW/m}^2$   $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



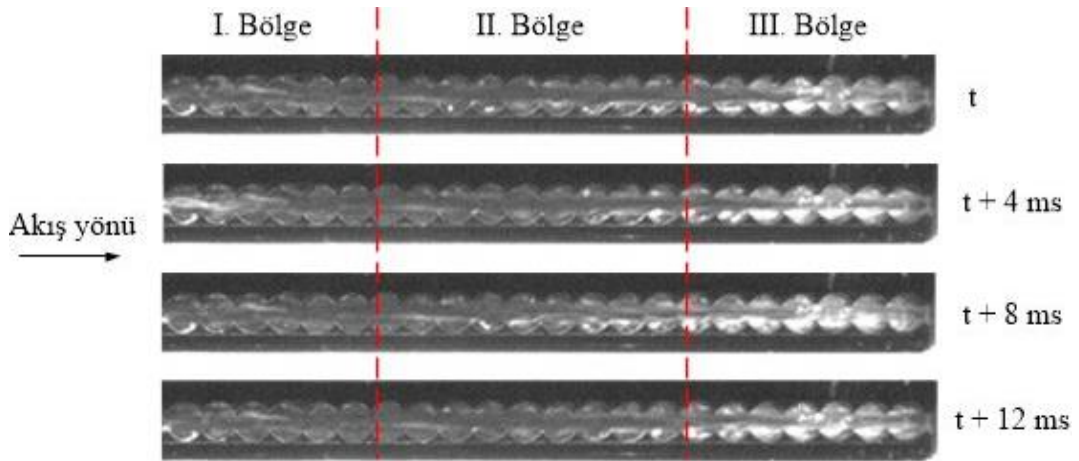
**Resim 4.60.**  $H/R=0,5$   $P=4$  bar  $q=114,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=100$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



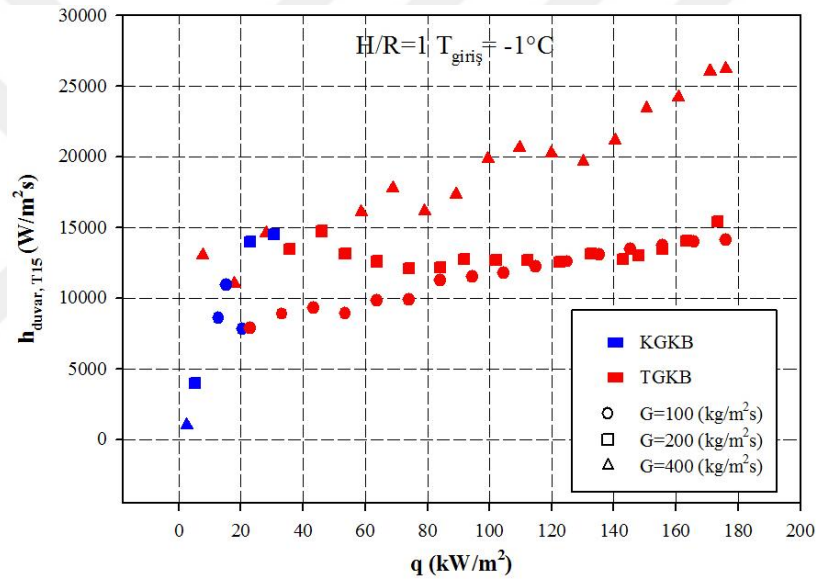
**Resim 4.61.**  $H/R=0,5$   $P=4$  bar  $q=84,6$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.62.**  $H/R=0,5$   $P=4$  bar  $q=114,7$   $\text{kW/m}^2$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$



**Resim 4.63.**  $H/R=0,5$   $P=4$  bar  $q=125\text{kW/m}^2$   $G=400\text{ kg/m}^2\text{s}$

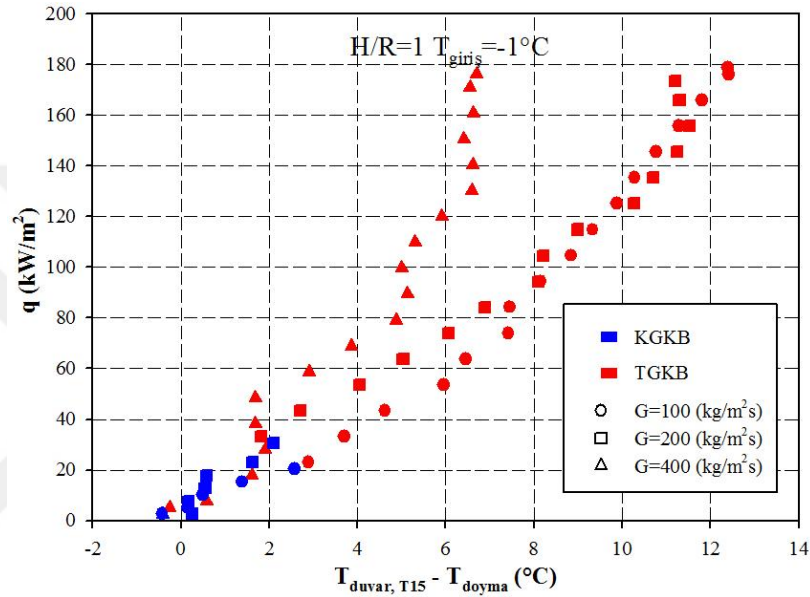


**Şekil 4.7.**  $H/R=1$  ve  $P=3$  bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.7'de ve 3 bar çalışma basıncında farklı kütleli debiler için test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının yüzey ısı akısına göre değişimi verilmektedir. Tüm kütleli akılar için kısmi gelişmiş kaynama bölgesi (KGKB) ısı akısının yaklaşık  $30\text{ kW/m}^2$  değerinde son bulmakta bu ısı akısı değerinden sonra tam gelişmiş kaynama bölgesi (TGKB) görülmektedir. Denklem (3.1) göz önüne alındığında yüzey ısı akısı ile taşınım katsayısı doğru orantılı, sıcaklık farkı ile ters orantılı değiştiği görülmektedir. Buna göre 3 bar basınç için doyma sıcaklığı yaklaşık  $0,6^\circ\text{C}$ , 4 bar basınç için doyma sıcaklığı yaklaşık  $8,9^\circ\text{C}$ 'dir. Aynı ısı akısında ve aynı giriş sıcaklığı değerinde 4 bar basınçtaki sıcaklık farkı daima 3 bar basınçtaki sıcaklık farkından büyük olacaktır. Bu durumda aşırı soğutma durumu için ve yüksek çalışma basıncı için



soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı daima aynı giriş sıcaklığında ve ısı akısında düşük basınçlı akışkanın taşınım katsayısından küçük olacaktır. Deneysel bulgularda bunu desteklemektedir (Şekil 4.7). Yüzey ısı akısının yaklaşık  $20 \text{ kW/m}^2$  değerinde ısı taşınım katsayısı yaklaşık  $8 \text{ kW/m}^2\text{s}$  ile  $14 \text{ kW/m}^2\text{s}$  arasında değişmektedir. Yüzey ısı akısı yaklaşık  $180 \text{ kW/m}^2\text{s}$  olduğunda ise kütle akısının  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değeri için çıkış taşınım katsayısı yaklaşık  $25 \text{ kW/m}^2\text{s}$  değerine ulaşmaktadır.

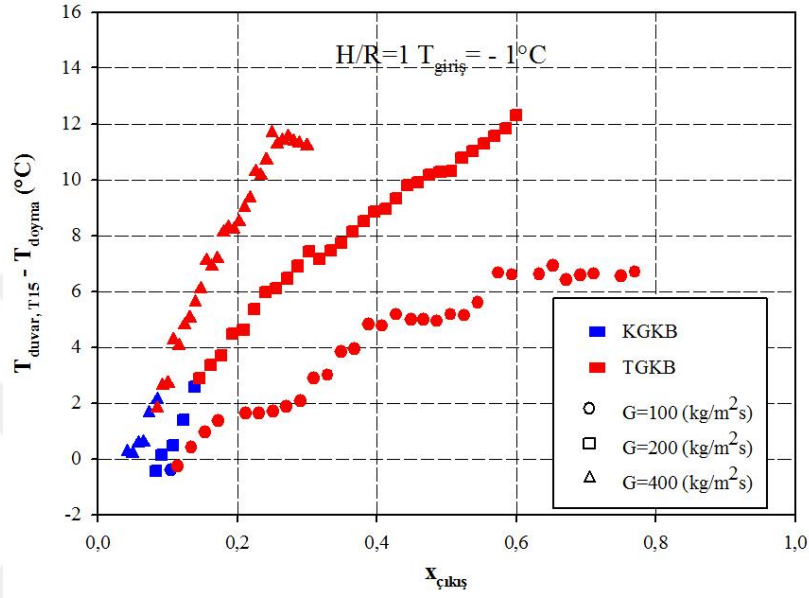


**Şekil 4.8.** H/R=1 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi

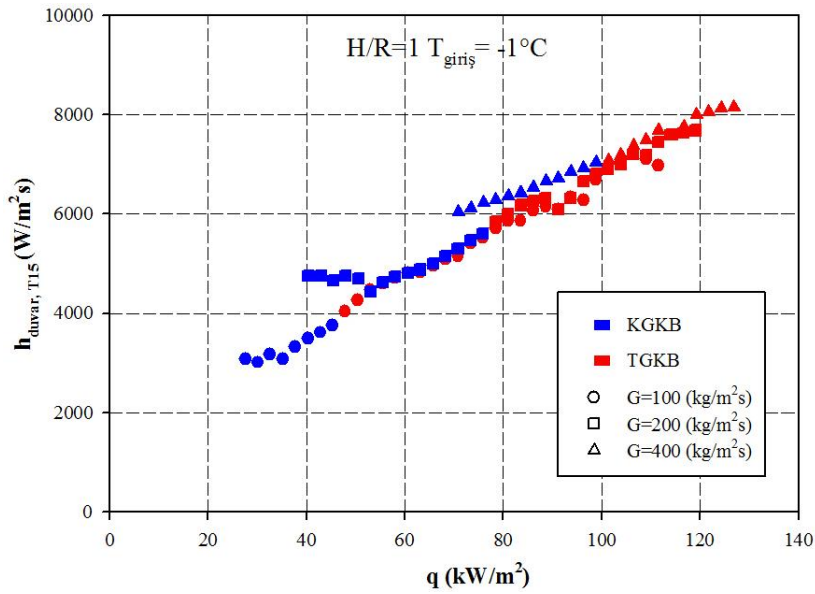
Şekil 4.8'de 3 bar çalışma basıncında H/R=1 için yüzey ısı akısı ile sıcaklık farkı değişimi arasındaki ilişki verilmektedir. Daha önce belirtildiği gibi KGKB'de kabarcık oluşumu mevcut olmasına rağmen oldukça sınırlıdır. Buda yaklaşık tüm kütle akılarında aynı ısı akısında yaklaşık aynı sıcaklık farkı ile görülmektedir. Bu durum ısı geçişinde faz değişiminin olduğu ancak tek fazlı akışa yakın bir ısı geçişinin meydana geldiği anlamına gelmektedir. TGKB'de ise yaklaşık aynı ısı akısında özellikle yüksek kütle akılarında yüksek sıcaklık farkları meydana geldiği görülmektedir. Bu durum yüzeyden büyük oranda ısı çekildiği ve TGKB'de kütle akısının ısı geçişi üzerindeki etkisinin yüksek olduğu anlamına gelmektedir.

Şekil 4.9'da çıkış sıcaklık farkının kuruluk derecesine göre değişimi farklı kütle akıları için verilmiştir. Görüldüğü gibi sıcaklık farkı arttıkça yüzeyden çekilen ısı azaldığı dolayısıyla kuruluk derecesinin azaldığı görülmektedir. Aynı sıcaklık farkında kütle

akısının  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değeri için kuruluk derecesinin daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum şu şekilde açıklanabilir; akışkan debisi azaldıkça mini kanal içerisindeki akışkan hızı azalmakta çıkış sıcaklığı artmakta dolayısıyla kuruluk derecesi artmaktadır.

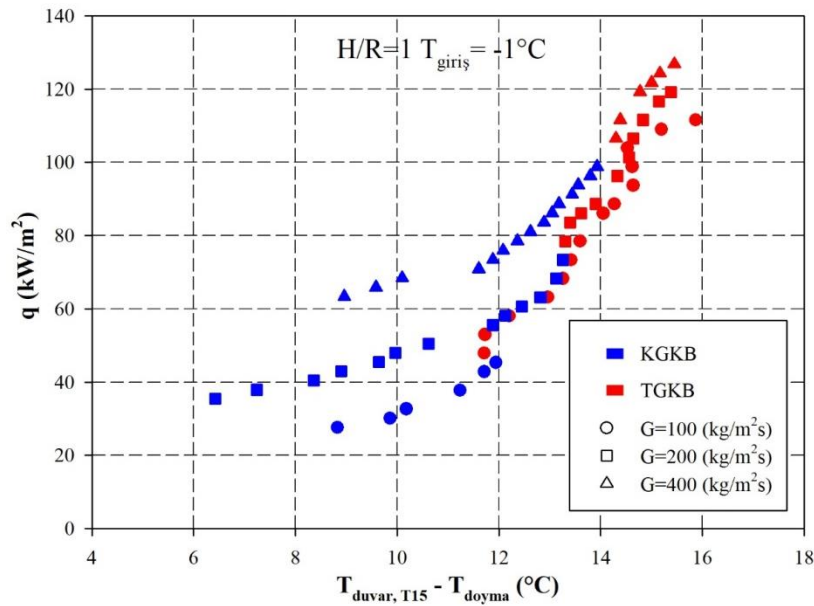


Şekil 4.9. H/R=1 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi



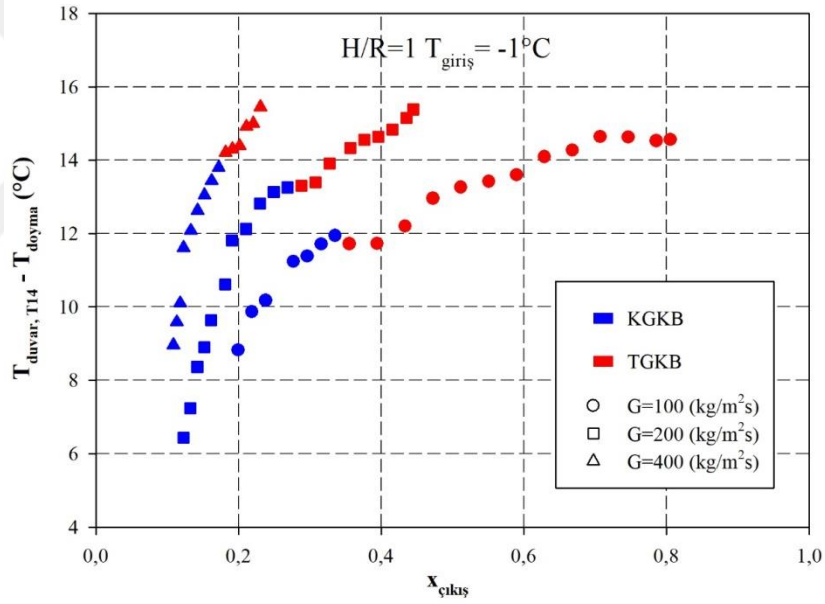
Şekil 4.10. H/R=1 ve P=4 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.7’de soğutucu akışkanın doyma sıcaklığında test bölümüne girmesi durumu için verilen ısı taşınım katsayısı değişimi Şekil 4.10’da soğutucu akışkanın aşırı soğutulmuş olarak test bölümüne girişi için verilmiştir. Görüldüğü gibi soğutucu akışkanın aşırı soğutma sıcaklığında test bölümüne girdiği durumda düşük ısı akılarında taşınım katsayısı akışkan debisine göre önemli bir değişiklik gösterirken tam gelişmiş kaynama bölgesinde ısı akısına bağlı olarak taşınım katsayısı önemli bir farklılık göstermemektedir. Bununla birlikte akışkan debisi arttıkça hem tek fazlı akıştan kabarcıklı kaynama bölgesine geçiş daha yüksek ısı akılarında meydana gelmekte hem de kısmi gelişmiş kaynama bölgesi ile tam gelişmiş kaynama bölgesi geçişi soğutucu akışkanın doyma sıcaklığına yakın bir sıcaklık da test bölümüne girmesine göre daha yüksek ısı akılarında meydana gelmektedir. Benzer durum Şekil 4.11’de de görülmektedir. Yüksek ısı akılarında ve kısmi gelişmiş kaynama bölgesinde kabarcıklı kaynama baskın olduğu için gizli ısı daha fazla olmakta bu nedenle sıcaklık farkı daha düşük olmaktadır. Isı akısı arttıkça test bölümündeki soğutucu akışkan gaz (buhar) oranı (kalitesi) artmakta ve buna bağlı olarak yüzeyden çekilen ısı azalmakta bu durumda sıcaklık farkının artmasına neden olmaktadır. Şekil 4.11’de görüldüğü gibi kısmi gelişmiş kaynama bölgesinde yüzey ısı akısının eğimi daha az görülürken tam gelişmiş kaynama bölgesine geçişte değişim trendi artmaktadır.

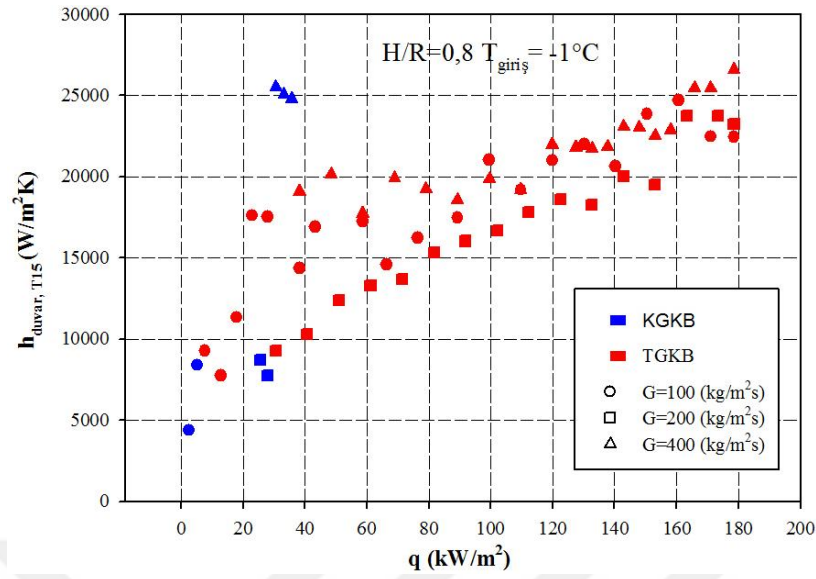


**Şekil 4.11.** H/R=1 ve P=4 bar için farklı kütle akımlarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

Sıcaklık farkının test bölümü çıkış kuruluk derecesine göre değişimi aşırı soğutma durumu için Şekil 4.12’de verilmektedir. Görüldüğü gibi kısmi kaynama bölgesinde sıcaklık farkı ve kuruluk derecesi nispeten düşük değerlerdedir. Bu soğutucu akışkanın faz değiştirmeye başladığını gizli ısı geçişinin baskın olduğunu bu nedenle de yüzeyden çekilen ısı miktarının fazla olduğunu buna bağlı olarak da sıcaklık farkının daha düşük olduğunu kanıtlamaktadır. Kaynama bölgesi tam geliştiğinde sıcaklık farkı da akışkan debisine bağlı olarak artmaktadır. Soğutucu akışkan debisi arttıkça yüzey sıcaklığındaki azalma nispeten daha düşük olmakta ve dolayısıyla daha düşük kuruluk derecesinde daha yüksek sıcaklık farkı görülmektedir. Akışkan debisi azaldıkça sıcaklık farkındaki bu değişim hızı azalmakta kuruluk derecesindeki değişim de artmaktadır.

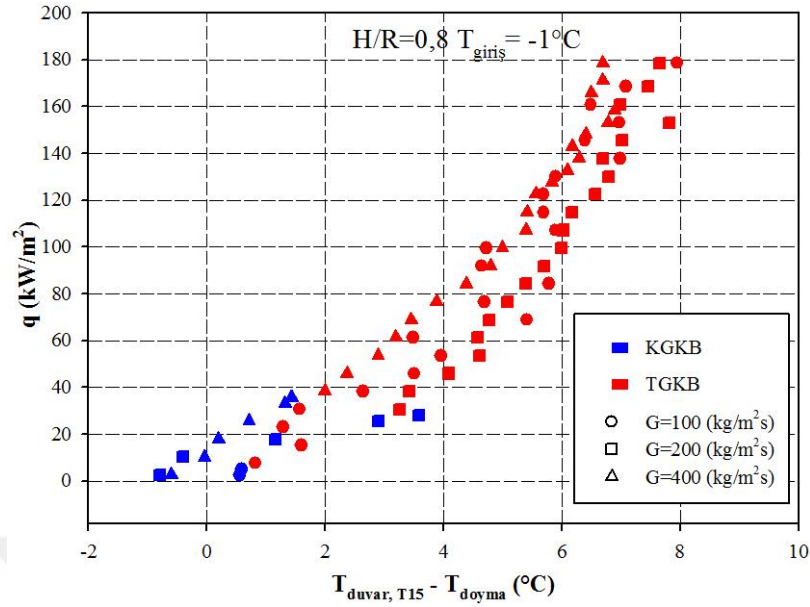


Şekil 4.12. H/R=1 ve P=4 bar için farklı kütle akımlarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi

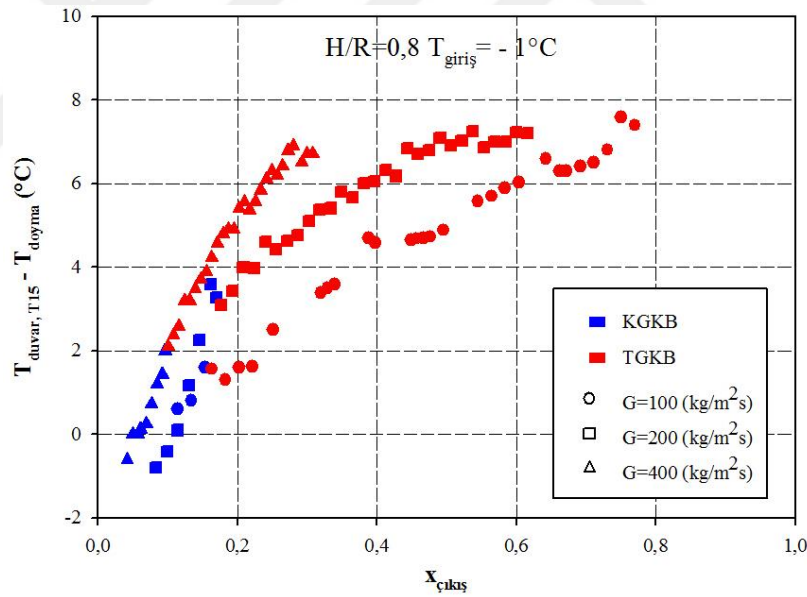


**Şekil 4.13.** H/R=0,8 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.13'de H/R=0,8 ve çalışma basıncı 3 bar için çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi farklı kütle debileri için verilmiştir. Şekil 4.7'de elde edilen verilerden farklı olarak H/R=0,8 olduğunda düşük kütle akılarında kanal boyunca faz değişimi meydana gelmekte kabarcıklı kaynamaya bağlı olarak düşük ısı akılarında da sıcaklık farkına bağlı olarak ısı taşınım katsayıları artmaktadır. Bununla birlikte taşınım katsayısının ısı akısına göre değişim trendi de düşük oranda artmaktadır. Benzer durum yüzey ısı akısı ile sıcaklık farkı arasındaki ilişkiyi veren Şekil 4.14'de de görülmektedir. Kanal periyodik daralan – genişleyen geometride imal edilmesi durumunda düşük ısı akılarında, yüksek ısı akılarında olduğu gibi sıcaklık farkı yaklaşık aynı olmakta ve benzer sonuçlar vermektedir. Çıkış sıcaklık farkı ile kuruluk derecesindeki ilişki benzer değişim gösterse de farklı aralıklarda meydana gelmektedir (Şekil 4.15). Yani aynı basınç değerinde H/R=1 için 200 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında sıcaklık farkı 12°C'de kuruluk derecesi 0,6 elde edilirken H/R=0,8 olduğunda aynı kuruluk derecesi yaklaşık 7°C sıcaklık farkında elde edilmektedir. Buda periyodik daralan genişleyen kanal uygulamasının soğutucu akışkan ısı çekme kapasitesi üzerine etkili olduğunu göstermektedir.



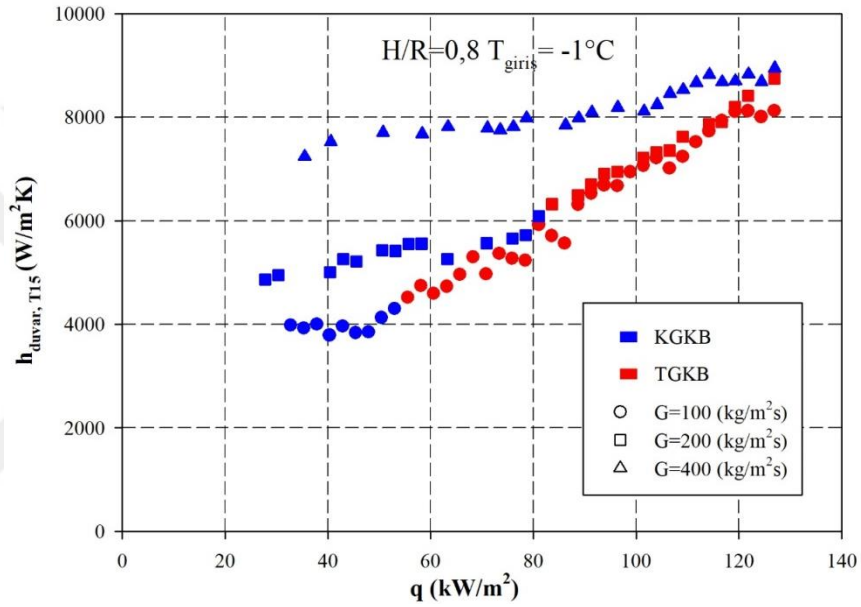
Şekil 4.14. H/R=0,8 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkının değişimi



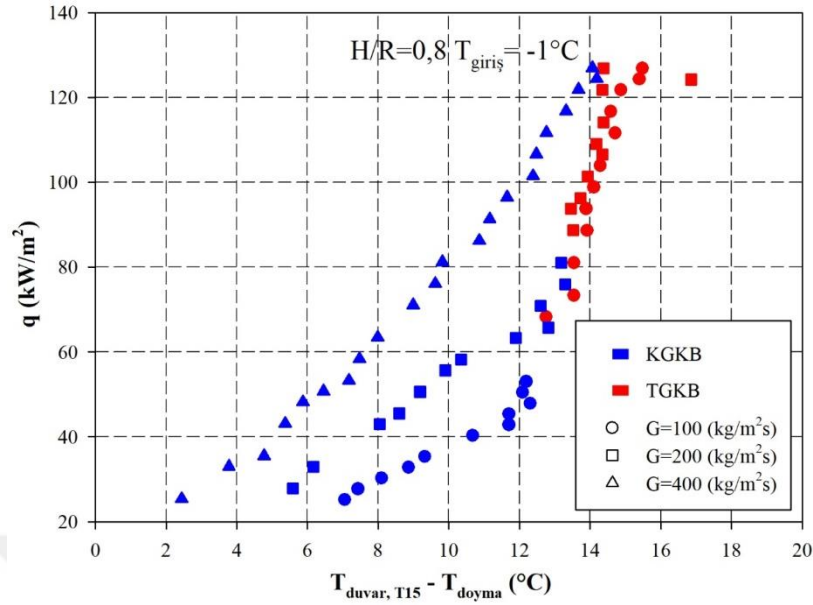
Şekil 4.15. H/R=0,8 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesinde değişimi

Soğutucu akışkanın aşırı soğutulması durumunda ısı akısına göre taşınım katsayısının soğutucu akışkanın mini kanala doyma sıcaklığında yakın sıcaklıktaki girişine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak aşırı soğutma durumunda aynı ısı akısında yüzey sıcaklık değerinin daha düşük olması ve yüzey sıcaklık değeri ile doyma sıcaklığı arasındaki farkın daha az olması sonucu olarak daha yüksek taşınım katsayısının meydana geldiği görülmektedir (Şekil 4.16). Buradan daha

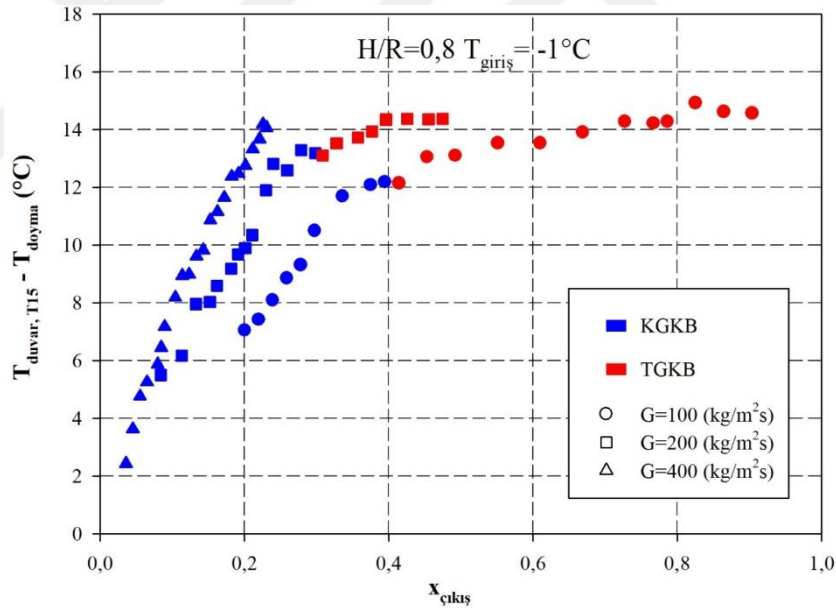
yüksek ısı transfer değerleri için soğutucu akışkanın aşırı soğutma durumunda test bölümüne girmesinin ısı transferini daha fazla arttıracacağı sonucunu çıkarmaktadır. Ayrıca aşırı soğutma durumuna bağlı olarak özellikle kısmi gelişmiş kaynama bölgesinde aynı sıcaklık farkı için yüzey ısı akısının farkının daha fazla olduğu gözlemlenmektedir (Şekil 4.17). Tam gelişmiş kaynama bölgesinde özellikle düşük akışkan debisinde sıcaklık farkının daha yüksek olduğu, buna bağlı olarak test bölümü çıkışında kuruluk derecesinin daha büyük olduğu görülmektedir (Şekil 4.18).



**Şekil 4.16.** H/R=0,8 ve P=4 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi



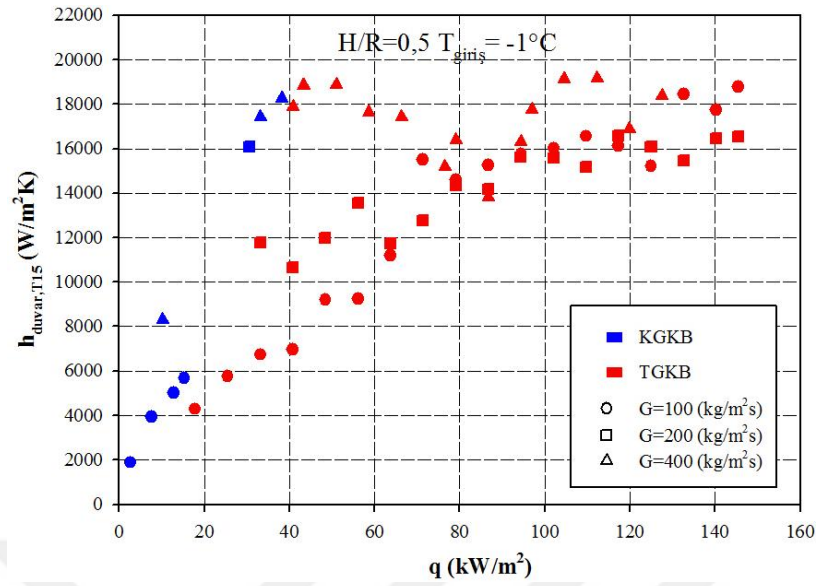
Şekil 4.17. H/R=0,8 ve P=4 bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



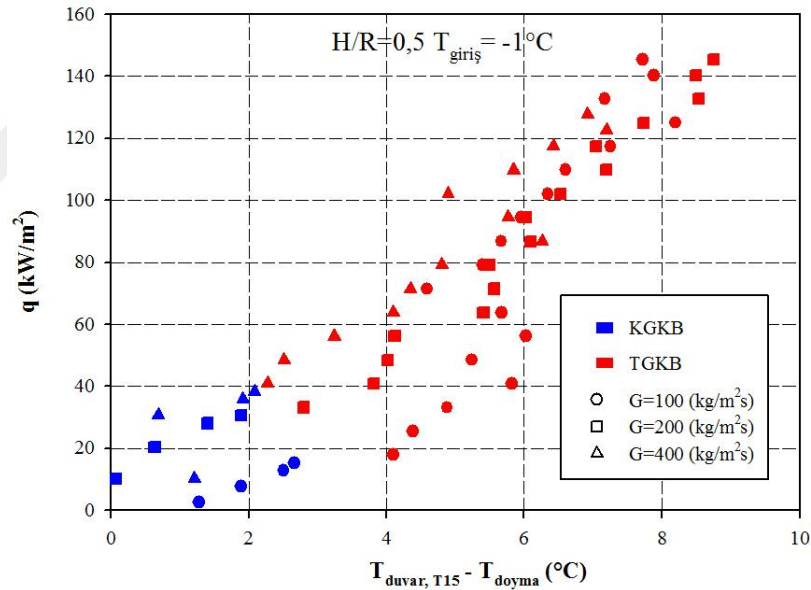
Şekil 4.18. H/R=0,8 ve P=4 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi

Özellikle kütle akısının  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  durumu için faz değişiminin kaynama krizine yaklaştığını göstermektedir. H/R oranı 0,5 olduğunda daralan – genişleyen geometriye bağlı olarak kanal içerisindeki dirençlerin daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durum özellikle yüksek akışkan debilerinde taşınım katsayısının yüzey ısı akısına göre değişiminin daha yavaş olduğunu ancak değer olarak H/R=0,8 kanalına göre yaklaşık aynı değerlerde olduğunu göstermektedir (Şekil 4.19).





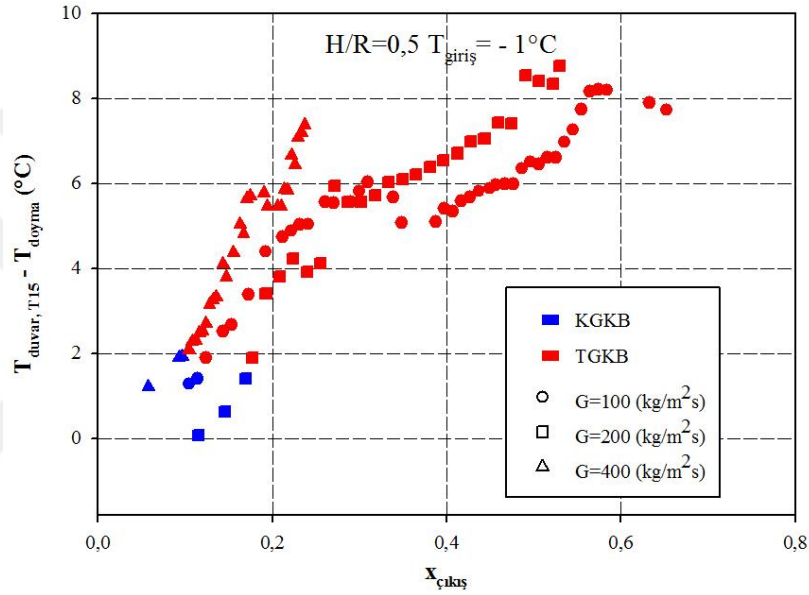
Şekil 4.19. H/R=0,5 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi



Şekil 4.20. H/R=0,5 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

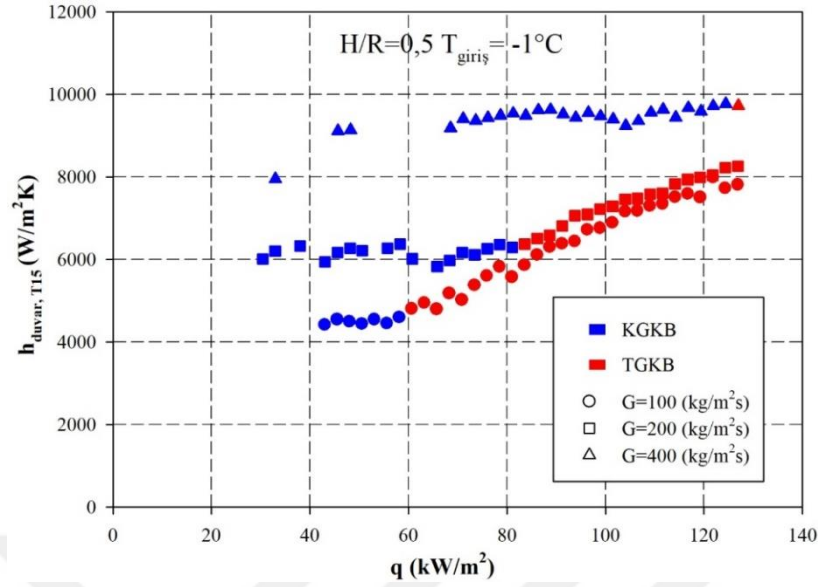
Şekil 4.20'de 3 bar çalışma basıncı ve H/R=0,5 için yüzey ısı akısının sıcaklık farkına göre değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi düşük ısı akılarında yüksek sıcaklık farkının meydana gelmesi pasif yönteme bağlı olarak ısı transferinin artırılmasının bir göstergesidir. R oranının değiştirilmesi direnç boyutunu değiştirmekte, bu durum soğutucu akışkanın kanal girişinden başlayarak karışmasına ve türbülansın artmasına neden olmakta bu da yüzeyden çekilen ısı miktarının artması ile sonuçlanmaktadır. Böylece kütle akısının da etkisinin arttığı görülmektedir. KGKB'de düşük ısı

akılarında yüksek sıcaklık farkının oluşumu pasif yöntemle ısı transferinin artırılmasına bağlı olarak kütle akısının da etkisinin arttığını göstermektedir. Buna karşın periyodik daralan – genişleyen kanaldaki direnç yüksekliğinin artması akışkan kanal eksenine doğru yönlendirilmekte ve hızlanmasına neden olmaktadır. Daralan – genişleyen kanalın kanatçık etkisine bağlı olarak akışkan sıcaklığı artmakta, yüzey sıcaklığı nispeten azalmakta bu durumda aynı sıcaklık farkında daha düşük kuruluk derecesinin meydana gelmesine neden olmaktadır (Şekil 4.21)

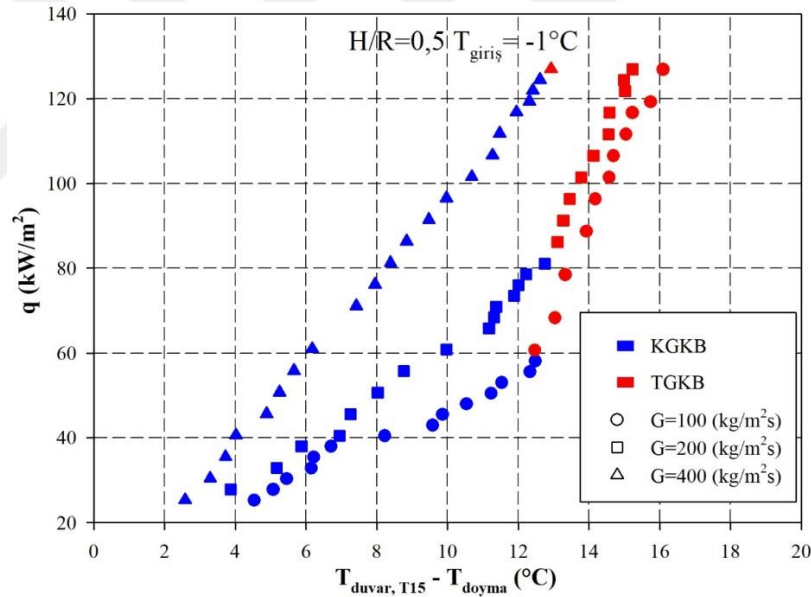


**Şekil 4.21.** H/R=0,5 ve P=3 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi

Şekil 4.22 de soğutucu akışkan giriş sıcaklığının aşırı soğutulması durumunda kütle akısının 400 kg/m<sup>2</sup>s değerinde soğutucu akışkan taşınım katsayısının en yüksek değerde olduğu, ancak yüzey ısı akısı değerine bağlılığın azaldığı görülmektedir. Kütle akısı 200 kg/m<sup>2</sup>s olduğu durumda ise ısı taşınım katsayısı yüzey ısı akısının aynı değerinde özellikle kısmi gelişmiş kaynama bölgesinde G=400 kg/m<sup>2</sup>s için daha düşük, G=100 kg/m<sup>2</sup>s değerine göre yaklaşık %50 daha fazla olduğu görülmektedir. Buna karşın tam gelişmiş kaynama bölgesinde ısı taşınım katsayısı G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve G=200 kg/m<sup>2</sup>s değerleri için yaklaşık sonuçlar vermektedir. Bu durum yüzey ısı akısının sıcaklık farkına göre değişimini veren Şekil 4.23'de de görülmektedir.



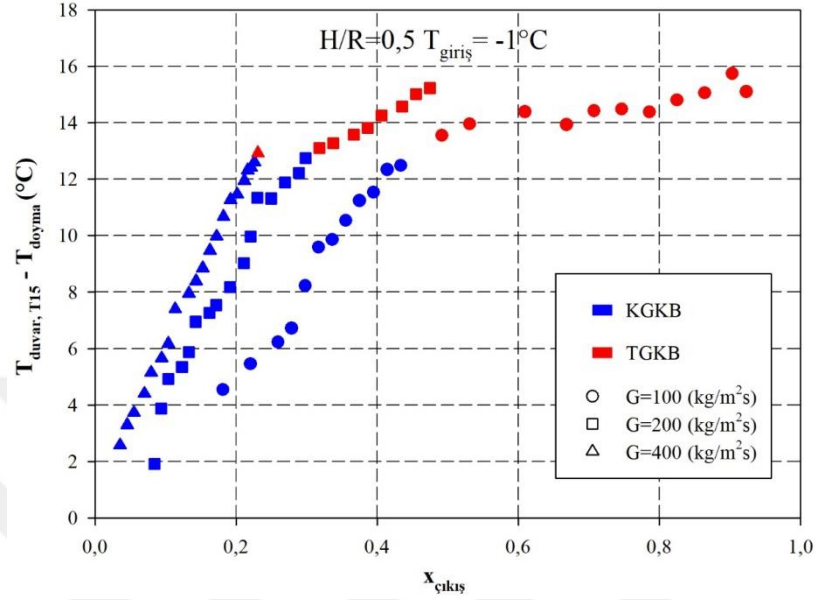
Şekil 4.22. H/R=0,5 ve P=4 bar için farklı kütle akımlarındaki çıkış taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi



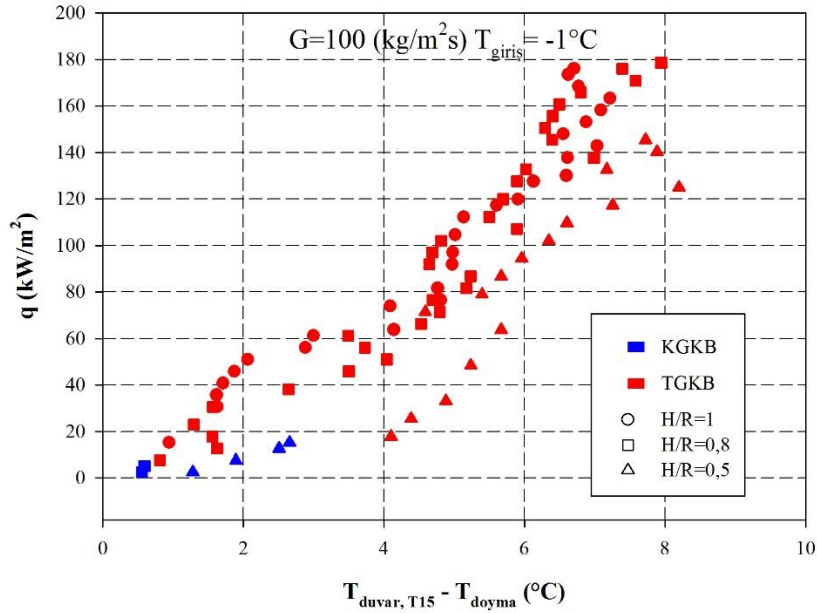
Şekil 4.23. H/R=0,5 ve P=4 bar için farklı kütle akımlarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

H/R=0,5 ve  $T_{giriş} = -1^{\circ}\text{C}$  için sıcaklık farkının kuruluk derecesine göre değişimi Şekil 4.24'de verilmektedir. Görüldüğü gibi soğutucu akışkanın aşırı soğutulması durumunda kısmi gelişmiş kaynama bölgesinden tam gelişmiş kaynama bölgesine geçiş gecikmekte, bununla birlikte geçiş bölgesi yaklaşık aynı sıcaklık farkında meydana gelmektedir. Buna karşın akışkan debisi azaldıkça tam gelişmiş kaynama bölgesine geçiş noktasında kuruluk derecesi artmaktadır. Bunun sebebi olarak,

soğutucu akışkan düşük hızlarda yüzeyle etkileşim süresi artmakta, buna bağlı olarak da faz değişimi artmaktadır.



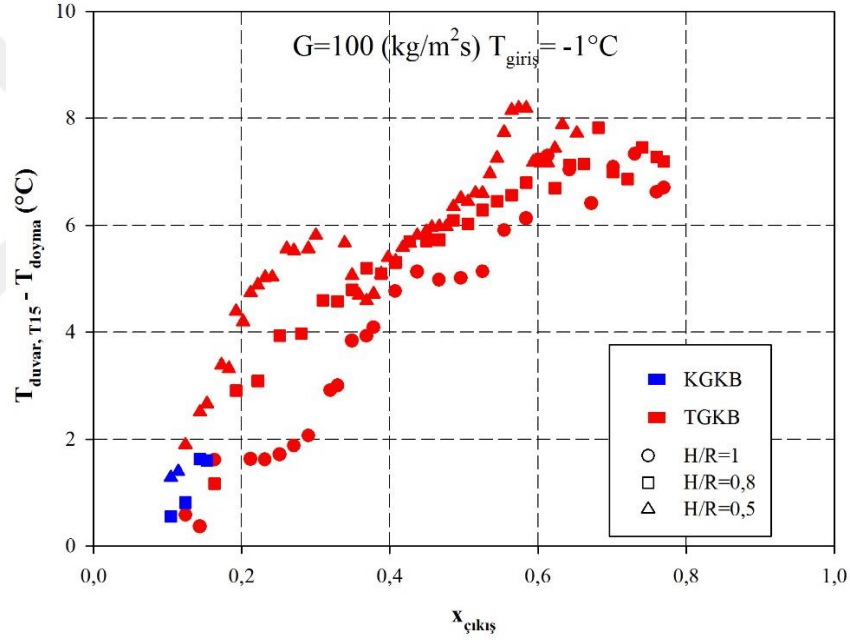
**Şekil 4.24.** H/R=0,5 ve P=4 bar için farklı kütle akılarındaki çıkış duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ile değişimi



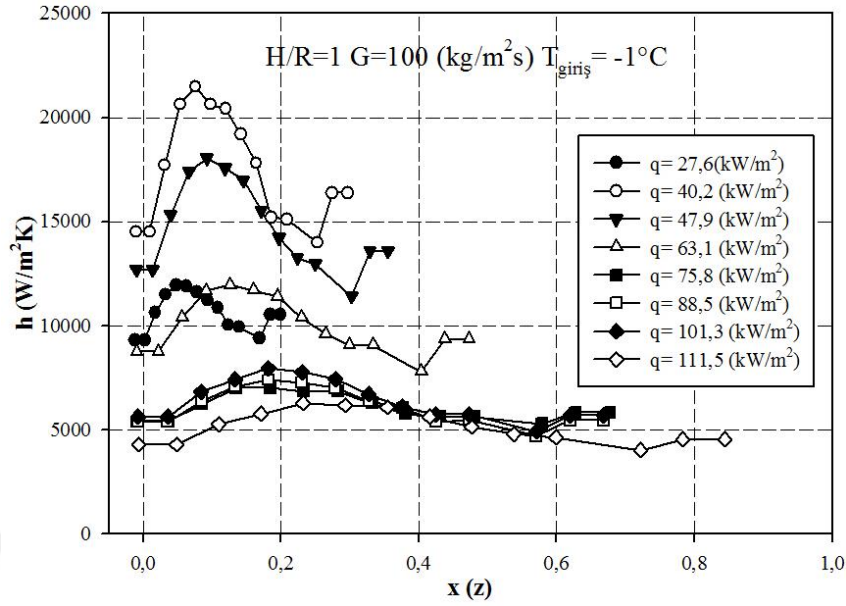
**Şekil 4.25.** G=100 kg/m²s ve P=3 bar için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da kütle akısının 100 kg/m²s değerinde -1°C giriş sıcaklığında çalışma basıncının 3 bar ve 4 bar değeri için H/R oranının etkisi karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi sabit H değerinde R oranı arttıkça ısı akısının düşük değerlerinde ve

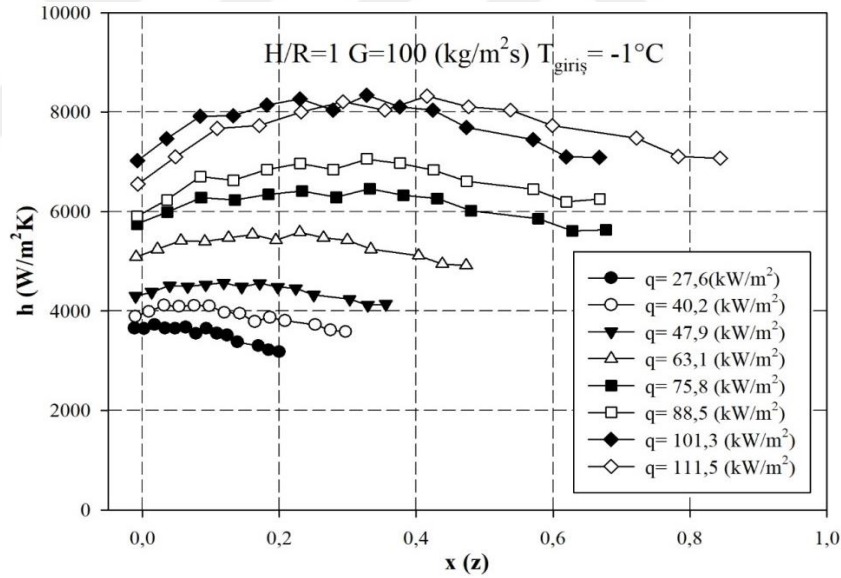
yüksek değerlerinde sıcaklık farkları artmaktadır. Bu durum şu şekilde açıklanabilir; düşük ısı akılarında tek fazlı akış baskın olduğu için çekilen ısı miktarı nispeten daha düşük olmakta ve yüzeyden çekilen ısı miktarı daha az olmaktadır. R değeri arttıkça akışkan kanal eksenine doğru hızlanmakta ve daha düşük sıcaklıkta kanalı terk etmektedir. Görüldüğü gibi faz değişiminin yoğun olduğu ısı akısı değerlerinde sıcaklık farkı da nispeten birbirine daha yakın olmaktadır. Buradan akış geometrisine etkide bulunarak pasif yöntemle ısı transferinin artırılması durumunda ısı taşınım katsayısı kanal geometrisine bağlı olarak bir miktar artsa da faz değişim ısı transfer miktarı çok daha yüksek değerlerde meydana geldiği için R değerinin artmasına bağlı olarak kuruluk derecesi de nispeten azalmaktadır.



Şekil 4.26. G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



Şekil 4.27. H/R=1 P=3 bar ve G=100 kg/m<sup>2</sup>s için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi

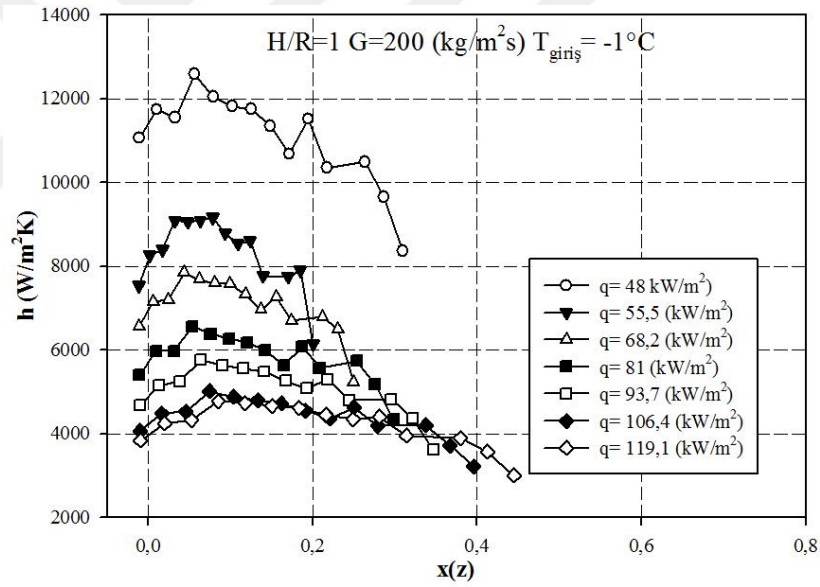


Şekil 4.28. H/R=1 P=4 bar ve G=100 kg/m<sup>2</sup>s için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi

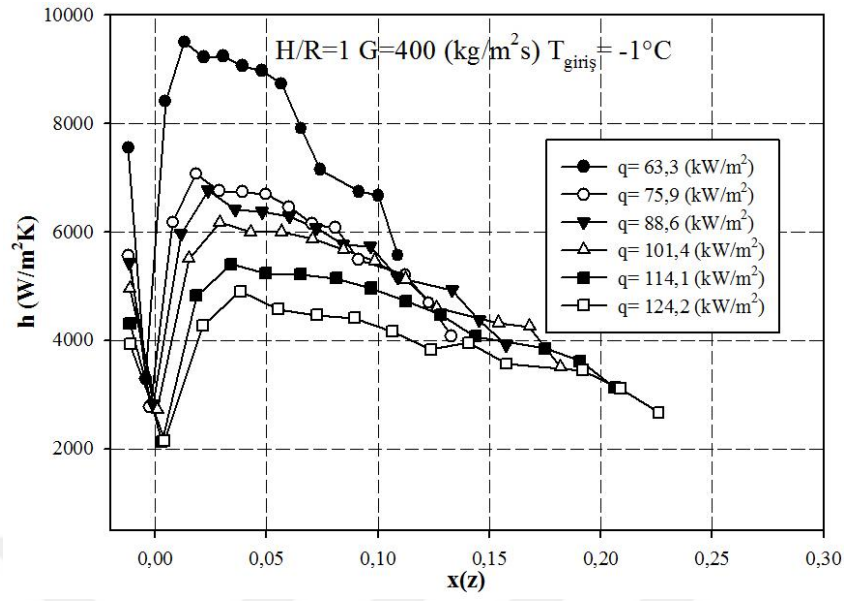
Şekil 4.27'de kütle akısının 100 kg/m<sup>2</sup>s de ve giriş sıcaklığının -1°C değeri için farklı ısı akılarında mini kanaldaki yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi tüm ısı akıları için kanal girişinde kuruluk derecesi yaklaşık sıfır iken sıcaklık farkının ısıtma yüzeyi sıcaklığı ile soğutucu akışkan doyma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının yüksek olmasına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı nispeten düşük olup ısı akısına bağlı olarak benzer periyotlarda kuruluk derecesinin

belli değerlerine kadar artmaktadır. Her bir ısı akısı için kuruluk dereceleri belli bir değere gelip mini kanal içerisindeki gaz miktarı arttığında taşınım katsayısı da artma eğilimine geçmektedir. Doğal bir sonuç olarak daha yüksek ısı akılarında kuruluk dereceleri daha yüksek olmaktadır. Aynı parametreler için aşırı soğutma durumunda ısı taşınım katsayısının benzer değişim gösterdiği buna karşın taşınım katsayısında bir miktar artma, ancak kuruluk derecesinde az miktarda azalma görülmektedir (Şekil 4.28).

Soğutucu akışkanın kütleli debisinin artmasıyla ısı taşınım katsayısının arttığı, yüzey ısı akısının etkisinin soğutucu akışkan düşük kütle akısına göre daha belirgin olduğu görülmektedir (Şekil 4.29). Yine akışkan debisinin artmasıyla aynı parametreler için kuruluk derecesinin az miktarda olsa düştüğü görülmektedir (Şekil 4.30).



**Şekil 4.29.** H/R=1 P=3 bar ve G=200 kg/m<sup>2</sup>s için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil 4.30.  $H/R=1$   $P=4$  bar ve  $G=400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada daralan-genişleyen dikdörtgen mini kanal için iki fazlı akışın kaynama davranışı incelenmiştir. Bu amaçla alüminyum plaka üzerinden hidrolik çap ( $D_h$ ) 1,83 mm olan 100 mm uzunluğunda bir mini kanal oluşturularak bu mini kanalın üzerine daralan – genişleyen oluklar açılarak farklı kanal konfigürasyonları göz önüne alınmıştır. Çalışma akışkanı olarak R-134a kullanılmıştır. Çalışma basıncı 3 bar ve 4 bar seçilmiş olup her iki basınçta da akışkan giriş sıcaklığı  $-1^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir. Böylece 3 bar çalışma basıncı yaklaşık doyma sıcaklığında soğutucu akışkanın test bölümüne girmesi durumu, 4 bar basınç ise aşırı soğutma durumu için incelenmiştir. Kütle akısının 100, 200 ve  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değerleri için deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bulgular aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.

- Öncelikle elde edilen bulguların dikdörtgen mini kanal için literatürde elde edilen bulgular ile büyük oranda benzerlik gösterdiği belirlenmiştir.
- Soğutucu akışkanın aşırı soğutma sıcaklığında test bölümüne girmesi durumunda kabarcıklı kaynama bölgesine geçişin geciktiği, ancak kabarcıklı kaynama bölgesinin daha geniş bir ısı akısı bölgesinde gözlemlendiği belirlenmiştir.
- Soğutucu akışkan kütle akısının büyük değerlerinde kanal boyunca akış rejiminin daha stabil olduğu, buna karşın akışkan debisi azaldıkça kanal içerisinde kademeli olarak akış rejiminin değiştiği belirlenmiştir.
- Daralan – genişleyen kanalın oluşturulması soğutucu akışkanda kaynamanın doğrudan hızlanması anlamına gelmemektedir. Bununla birlikte büyük ısıtma yüzey alanında küçük dirençlerde akışkan ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür.
- Daralan – genişleyen kanal oluşturulması durumunda kanal içerisinde akış rejiminin geçiş bölgelerinin belirgin olmadığı, kanal boyunca yaklaşık aynı akış rejiminin geçerli olduğu belirlenmiştir.
- H/R oranı azaldıkça mini kanal içerisinde akışın eksene doğru yönlendiği, kanal içerisinde soğutucu akışkanın hızlanarak yüksek taşınım katsayısına sahip olmasına rağmen düşük kuruluk derecesinde kanalı terk ettiği belirlenmiştir.

- Mini kanal içerisinde pasif yöntemle ısı transferinin arttırılabileceği, bu durumun kuruluk derecesinde bir artış ile sonuçlanmayacağı sonucuna varılmıştır.
- Tüm kanal geometrilerinde gizli ısının gerçekleştiği bölgede duyulu ısının gerçekleştiği bölgeye göre daha fazla ısı transferinin meydana geldiği belirlenmiştir.
- Mini kanal içerisinde taşınım katsayısının faz değişimine göre bir değişim gösterdiği, soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin belli bir değerine kadar taşınım katsayısının arttığı, daha sonra da kuruluk derecesine bağlı olarak taşınım katsayısının azalma eğilimine girdiği belirlenmiştir.

Yapılan bu çalışma ile 316M173'nolu TÜBİTAK projesinde spiral mini kanallarda kaynama kararsızlıklarının incelenmesi amacıyla sistemin doğru tasarlanıp dizayn edildiği kanıtlanmıştır. Bu kapsamda tek fazlı akış için akış ve ölçüm sisteminin doğruluğu ampirik bağıntılara göre kıyaslanmış ve oldukça uygun veriler elde edilmiştir. Ele alınan bu çalışmanın parametrik olması için düz mini kanala ek olarak periyodik daralan – genişleyen kanal etkisi de göz önüne alınmıştır. Elde edilen verilere göre aşağıdaki önerilerin hayata geçirilmesi durumunda literatürde önemli bir boşluk doldurulmuş olacaktır.

- Periyodik daralan – genişleyen kanal için H/R oranının daha geniş aralığında deneysel çalışma yapılarak uygun ampirik formüller türetilerek literatüre kazandırılmalıdır.
- Mini kanal boyunca değişen kanal kesitinin kabarcıklı kaynama üzerindeki etkisinin belirlenmesi oldukça yararlı görülmektedir.
- Isı akısının yüksek değerlerinde özellikle kaynama krizine kadarki bölgede deneylerin genişletilmesi oldukça yararlı olacaktır.

## KAYNAKLAR

- Agostini, B., Watel, B., Bontemps, A., Thonon, B., 2002. Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels. *Applied Thermal Engineering*, 22(16), 1821–1834.
- Anwar, Z., Palm, B., Khodabandeh, R., 2015. Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of R1234yf: Experimental results and predictions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, 137–149.
- Anwar, Z., Palm, B., Khodabandeh, R., 2014. Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of R152a in a vertical mini-channel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 53, 207–217.
- Bamorovat Abadi, G., Moon, C., Kim, K.C., 2016. Effect of gravity vector on flow boiling heat transfer, flow pattern map, and pressure drop of R245fa refrigerant in mini tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, 83, 202–216.
- Billiet, M., Ameel, B., Charnay, R., Revellin, R., De Paepe, M., 2018. Flow regime based heat transfer correlation for R245fa in a 3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1304–1311.
- Bohdal, T., Charun, H., Sikora, M., 2015. Empirical study of heterogeneous refrigerant condensation in pipe minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 59, 210–223.
- Bor, D.M. Van De, Vasilescu, C., Ferreira, C.I., 2015. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of ammonia – water in a mini-channel annulus. *Experimental Thermal And Fluid Science*, 61, 177–186.
- Brauner, N., Maron, D.M., 1992. Identification of the range of “small diameters” conduits, regarding two-phase flow pattern transitions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 19(1), 29–39.
- Capo, C., Layssac, T., Lips, S., Mauro, A.W., Revellin, R., 2017. Asymmetry during a horizontal annular flow in a micro-channel: Optical measurements and effect of dimensionless numbers. *Journal of Physics: Conference Series*, 796.
- Chauris, N., Ayel, V., Bertin, Y., Romestant, C., 2015. Evaporation of a liquid film deposited on a capillary heated tube: Experimental analysis by infrared thermography of its thermal footprint. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 492–507.
- Chen, X., Chen, S., Chen, J., Li, J., Liu, X., Chen, L., Hou, Y., 2017. Two-phase flow boiling frictional pressure drop of liquid nitrogen in horizontal circular mini-

- tubes: Experimental investigation and comparison with correlations. *Cryogenics*, 83, 85–94.
- Chien, N.B., Vu, P.Q., Choi, K. Il, Oh, J.T., 2017. Boiling Heat Transfer of R32, CO<sub>2</sub> and R290 inside Horizontal Minichannel. *Energy Procedia*, 105, 4822–4827.
- Choi, K. Il, Pamitran, A.S., Oh, J.T., Saito, K., 2009. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 837–845.
- Choi, K., Oh, J., Saito, K., Soo, J., 2013. Comparison of heat transfer coefficient during evaporation of natural refrigerants and R-1234yf in horizontal small tube. *International Journal of Refrigeration*, 41, 210–218.
- Col, D. Del, Bortolato, M., Azzolin, M., Bortolin, S., Venezia, V., Industriale, I., 2014. Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze ( E ) and other refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 50, 87–103.
- Dall'Olio, S., Marengo, M., 2012. Boiling of R134a inside a glass minichannel. A new statistical approach of flow pattern characterization based on flow visualization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(4), 1048–1065.
- De Schepper, S.C.K., Heynderickx, G.J., Marin, G.B., 2008. CFD modeling of all gas-liquid and vapor-liquid flow regimes predicted by the Baker chart. *Chemical Engineering Journal*, 138(1-3), 349 - 357.
- Del Col, D., Azzolin, M., Bortolin, S., Berto, A., 2017. Experimental results and design procedures for minichannel condensers and evaporators using propylene. *International Journal of Refrigeration*, 83, 23–38.
- Del Col, D., Bortolato, M., Bortolin, S., 2014. Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel. *International Journal of Refrigeration*, 47, 66–84.
- Del Col, D., Bortolin, S., Torresin, D., Cavallini, A., 2013. Flow boiling of R1234yf in a 1 mm diameter channel. *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 353–362.
- Diani, A., Cavallini, A., Rossetto, L., 2017. R1234yf Flow Boiling Heat Transfer Inside a 2.4-mm Microfin Tube. *Heat Transfer Engineering*, 38, 303–312.
- Ding, Y., 1993. Experimental investigation of two phase flow phenomena in horizontal convective in tube boiling system. Ph.D. Thesis, University of Miami, Florida, USA, p 21-65.
- Dittus F.W., Boelter L. M. K., 1985. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Commun. Heat Mass Transfer*, (12), 3-22.

- Filonenko G. K., 1954., Hydraulic resistance in pipes, 40-44.
- Gnielinski V., 2002, Wärmeübertragung bei der Stromung durch Rohre, VDI-Wärmeatlas, 593-648.
- Gugliermetti, L., Caruso, G., Saraceno, L., Zummo, G., Celata, G.P., 2016. Saturated flow boiling of FC-72 in 1 mm diameter tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 75, 115–123.
- Hamdar, M., Zoughaib, A., Clodic, D., 2010. Flow boiling heat transfer and pressure drop of pure HFC-152a in a horizontal mini-channel. *International Journal of Refrigeration*, 33(3), 566–577.
- Hu, X., Lin, G., Cai, Y., Wen, D., 2011. Experimental study of flow boiling of FC-72 in parallel minichannels under sub-atmospheric pressure. *Applied Thermal Engineering*, 31(17-18), 3839–3853.
- Jiang, L., Liu, J., Zhang, L., Liu, Q., Xu, X., 2017. Characteristics of heat transfer for CO<sub>2</sub> flow boiling at low temperature in mini-channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108(Part B), 2120–2129.
- Jige, D., Sagawa, K., Inoue, N., 2017. Effect of tube diameter on boiling heat transfer and flow characteristic of refrigerant R32 in horizontal small-diameter tubes. *International Journal of Refrigeration*, 76, 206–218.
- Kandlikar, S.G., 2002. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(2-4), 389–407.
- Kaniowski, R., Poniewski, M., 2013. Measurements of two-phase flow patterns and local void fraction in vertical rectangular minichannel. *Archives of Thermodynamics*, 34(2), 3–21.
- Kasza, K.E., Didascalou, T., Wambsganss, M.W., 1997. Microscale flow visualization of nucleate boiling in small channels: Mechanisms influencing heat transfer. *Compact Heat Exchangers for the Process Industries*, 343–352.
- Kew, P.A., Cornwell, K., 1997. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8-10), 705–715.
- Kim, S.-M., Mudawar, I., 2014. Theoretical model for local heat transfer coefficient for annular flow boiling in circular mini/micro-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 73, 731–742.
- Kim, S.M., Mudawar, I., 2013. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 1239–1256.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample

experiments. Mechanical engineering,.

- Kuznetsov, V. V, Shamirzaev, A.S., 2007. Boiling Heat Transfer for Freon R21 in Rectangular Minichannel. *Heat Transfer Engineering*, 28(8), 738–745.
- Li, W., Li, J., Feng, Z., Zhou, K., Wu, Z., 2017. Local heat transfer in subcooled flow boiling in a vertical mini-gap channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110, 796–804.
- Liu, D., Weng, X., Xu, X., 2011. Experimental study on the heat transfer coefficient of water flow boiling in mini/microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(7), 1392–1397.
- Lu, Q., Chen, D., Li, C., He, X., 2017. Experimental investigation on flow boiling heat transfer in conventional and mini vertical channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 225–243.
- Mac Giolla Eain, M., Egan, V., Punch, J., 2015. Local Nusselt number enhancements in liquid-liquid Taylor flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80, 85–97.
- Maqbool, M.H., Palm, B., Khodabandeh, R., 2013. Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46, 120–130.
- Mehendale, S.S., Jacobi, a. M., Shah, R.K., 2000. Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales With Application to Heat Exchanger Design. *Applied Mechanics Reviews*, 53(7), 175 - 193.
- Mikielewicz, D., Gliński, M., Wajs, J., 2011. Experimental and theoretical study of dryout in annular flow in small diameter channels. *Archives of Thermodynamics*, 32(1), 89–108.
- Mikielewicz, D., Klugmann, M., Wajs, J., 2013. Flow boiling intensification in minichannels by means of mechanical flow turbulising inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 65, 79–91.
- Mikielewicz, D., Klugmann, M., Wajs, J., 2012. Experimental investigation of M-shape heat transfer coefficient distribution of R123 flow boiling in small-diameter tubes. *Heat Transfer Engineering*, 33(7), 584–595.
- Mortada, S., Zoughaib, A., Arzano-Daurelle, C., Clodic, D., 2012. Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 962–973.
- Oh, H.K., Son, C.H., 2011. Evaporation flow pattern and heat transfer of R-22 and R-134a in small diameter tubes. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 47(6), 703–717.

- Oh, J.T., Pamitran, A.S., Choi, K. Il, Hrnjak, P., 2011. Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2080–2088.
- Ozawa, M., Ami, T., Umekawa, H., Matsumoto, R., Hara, T., 2011. Forced flow boiling of carbon dioxide in horizontal mini-channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(3), 296–308.
- Pamitran, A.S., Choi, K.I., Oh, J.T., Oh, H.K., 2007. Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 30(1), 155–165.
- Piasecka, M., 2014. The use of enhanced surface in flow boiling heat transfer in a rectangular minichannel. *Experimental Heat Transfer*, 27(3), 231–255.
- Piasecka, M., 2013. Heat transfer mechanism, pressure drop and flow patterns during FC-72 flow boiling in horizontal and vertical minichannels with enhanced walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66, 472–488.
- Piasecka, M., Maciejewska, B., 2012. The study of boiling heat transfer in vertically and horizontally oriented rectangular minichannels and the solution to the inverse heat transfer problem with the use of the Beck method and Trefitz functions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 19–32.
- Rahman, M.M., Kariya, K., Miyara, A., 2018. An experimental study and development of new correlation for condensation heat transfer coefficient of refrigerant inside a multiport minichannel with and without fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116, 50–60.
- Sadaghiani, A.K., Koşar, A., 2017. Experimental study on subcooled flow boiling in horizontal microtubes and effect of heated length. *Heat Transfer Engineering*, 38(3), 313–322.
- Satitchaichoen, P., Wongwises, S., 2004. Two-phase flow pattern maps for vertical upward gas-liquid flow in mini-gap channels. *International Journal of Multiphase Flow*, 30, 225–236.
- Sempértegui-Tapia, D., De Oliveira Alves, J., Ribatski, G., 2013. Two-phase flow characteristics during convective boiling of halocarbon refrigerants inside horizontal small-diameter tubes. *Heat Transfer Engineering*, 34(13), 1073–1087.
- Shiferaw, D., Huo, X., Karayiannis, T.G., Kenning, D.B.R., 2007. Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25-26), 5177–5193.
- Soupremanien, U., Person, S. Le, Favre-Marinet, M., Bultel, Y., 2011. Influence of the aspect ratio on boiling flows in rectangular mini-channels. *Experimental Thermal*

and Fluid Science, 35(5), 797–809.

Strąk, K., Piasecka, M., 2016. Boiling heat transfer during flow of distilled water in an asymmetrically heated rectangular minichannel. *Int. Conf. Experimental Fluid Mechanics 2016*, 15-18.11.2016, Mariánské Lázně, Czech Republic, 02116, 745–751.

Strąk, K., Piasecka, M., Maciejewska, B., 2018. Spatial orientation as a factor in flow boiling heat transfer of cooling liquids in enhanced surface minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 375–387.

Sun, Y., Zhang, L., Xu, H., Zhong, X., 2011. Flow boiling enhancement of FC-72 from microporous surfaces in minichannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(7), 1418–1426.

Tibirică, C.B., Ribatski, G., 2010. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(11-12), 2459–2468.

Tran, T.N., Wambsganss, M.W., France, D.M., 1996. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow*, 22(3), 485–498.

Triplett, K. a., Ghiaasiaan, S.M., Abdel-Khalik, S.I., Sadowski, D.L., 1999. Gas–liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns. *International Journal of Multiphase Flow*, 25(3), 377–394.

Vakili-Farahani, F., Agostini, B., Thome, J.R., 2013. Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E). *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 335–352.

Vassallo, P., Kevin Cope, W., Smith, W.C., 2010. Effect of flow topology on the calculation of two-phase frictional multipliers in uniformly heated flow of R-134a in a rectangular duct. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(8), 1057–1067.

Warrier, G.R., Dhir, V.K., Momoda, L.A., 2002. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(1), 53–64.

Wang, C.C., Chiang, C.S., Lu, D.C., 1997. Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5 mm smooth tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(4), 395–405.

Wojtan L., Ursenbacher T., Thome J.R., 2005. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14), 2955–2969.

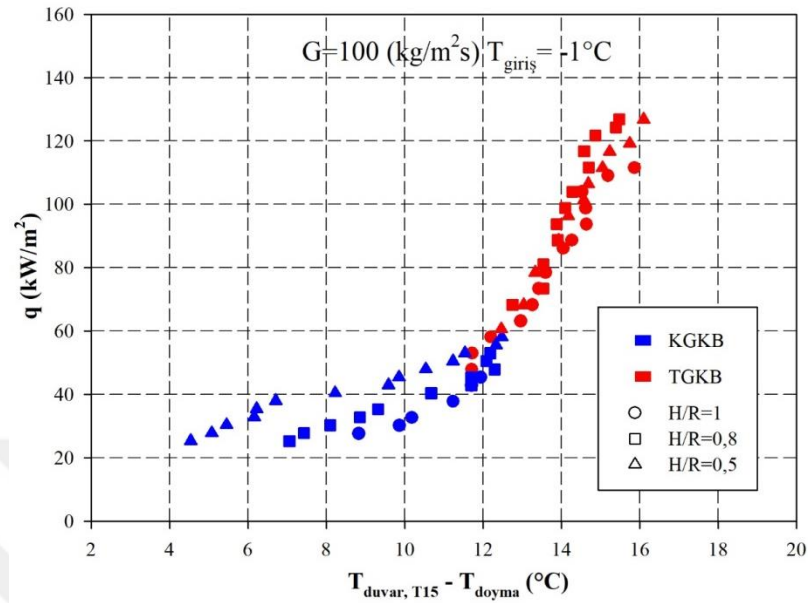


- Wu, J., Koettig, T., Franke, C., Helmer, D., Eisel, T., Haug, F., Bremer, J., 2011. Investigation of heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> two-phase flow in a horizontal minichannel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2154–2162.
- Xu, J., 1999. Experimental study on gas-liquid two-phase flow regimes in rectangular channels with mini gaps. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 20(4), 422–428.
- Xu, Y., Fang, X., Li, G., Li, D., 2015. An experimental investigation of flow boiling heat transfer and pressure drop of R134a in a horizontal 2.168 mm tube under hypergravity . Part II : Heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80, 597–604.
- Yang, Z., Bi, Q., Liu, Z., Guo, Y., Yan, J., 2015. Heat transfer to supercritical pressure hydrocarbons flowing in a horizontal short tube. *Experimental Thermal And Fluid Science*, 61, 144–152.
- Yun, R., Hyeok Heo, J., Kim, Y., 2006. Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels. *International Journal of Refrigeration*, 29(1), 92–100.
- Yun, R., Kim, Y., 2004. Flow regimes for horizontal two-phase flow of CO<sub>2</sub> in a heated narrow rectangular channel. *International Journal of Multiphase Flow*, 30(10), 1259–1270.
- Zhang, Q., Chen, J., Li, J., Cao, J., Chen, L., Hou, Y., 2017. Experimental study on saturated flow boiling heat transfer of nitrogen in a small-diameter horizontal heated tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 86, 257–271.
- Zhu, Y., Wu, X., Zhao, R., 2017. R32 flow boiling in horizontal mini channels: Part I. Two-phase flow patterns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115 (Part A), 1223–1232.

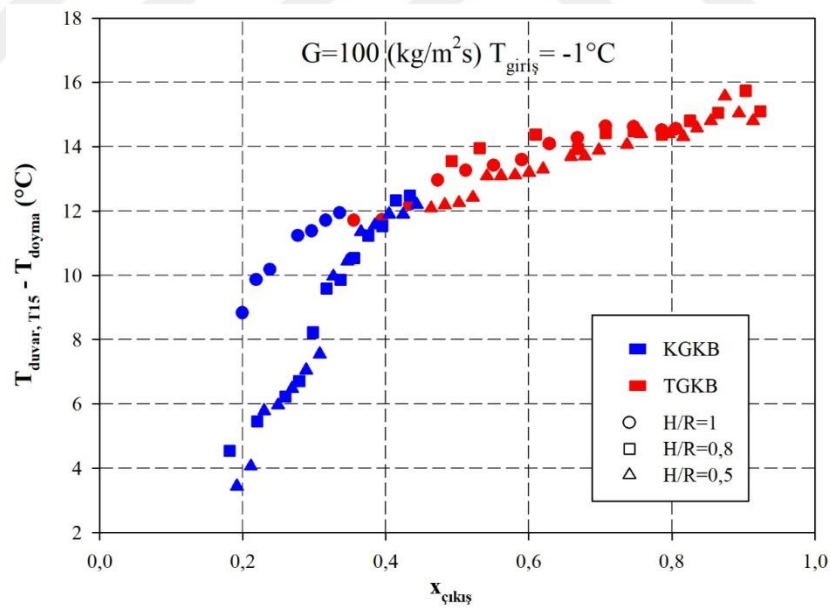
**EKLER**



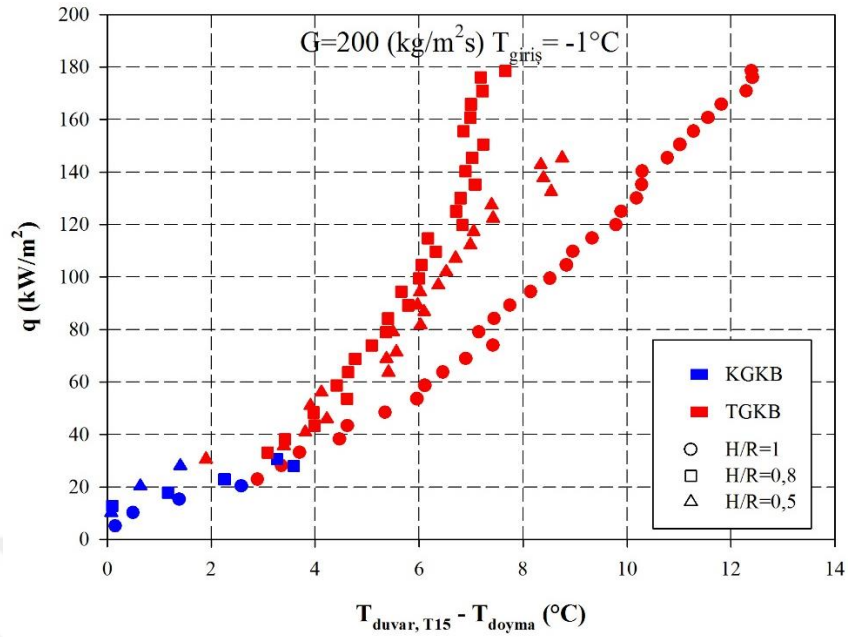
EK-1 Farklı H/R oranlarında duvar sıcaklığı farkının değişimi



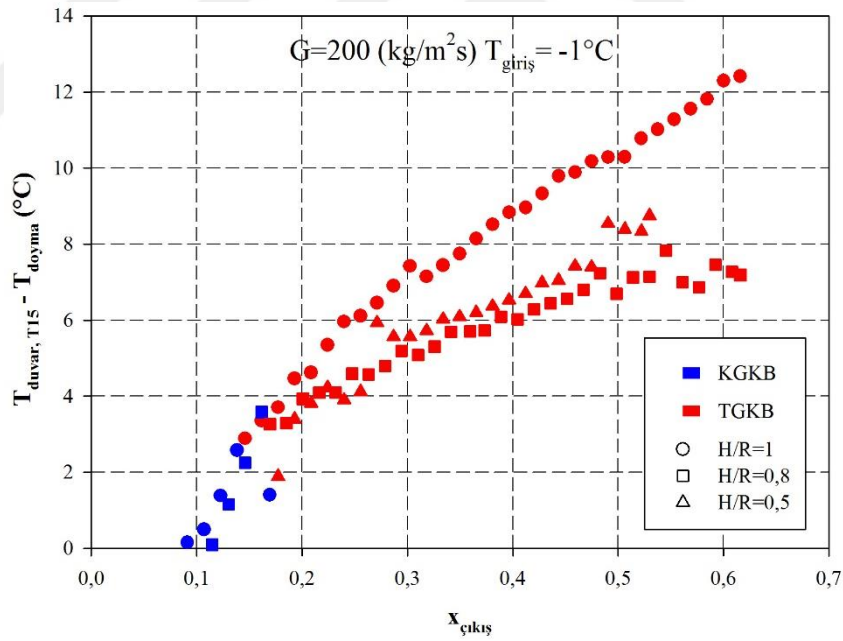
Şekil E1.1.  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=4 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



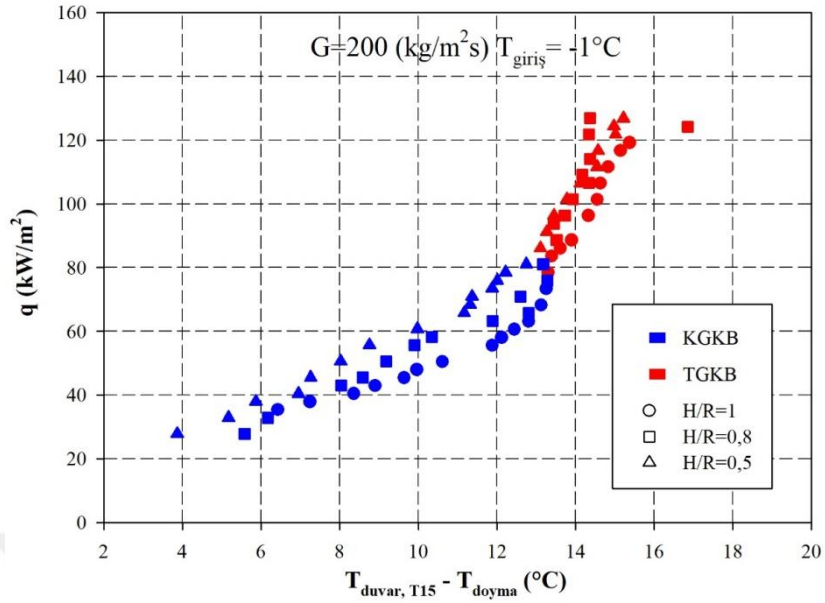
Şekil E1.2.  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=4 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



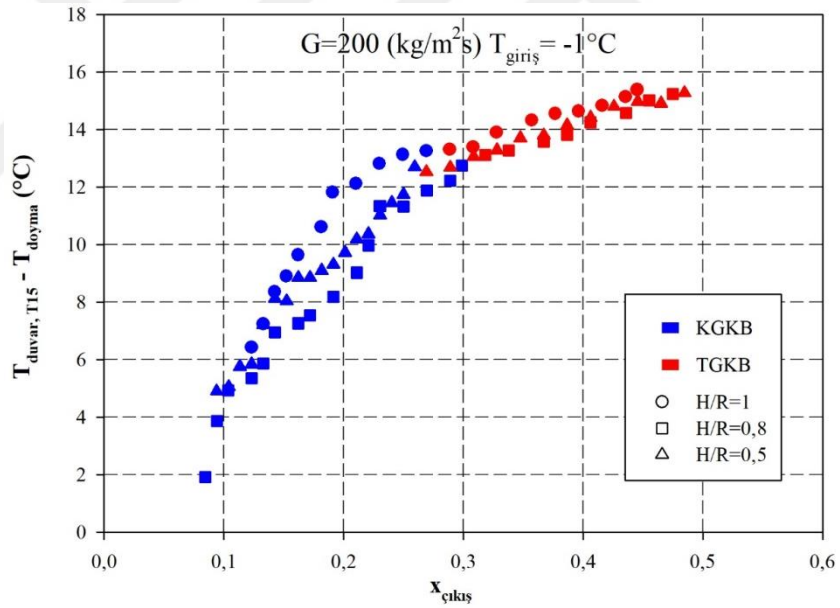
Şekil E1.3.  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=3 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



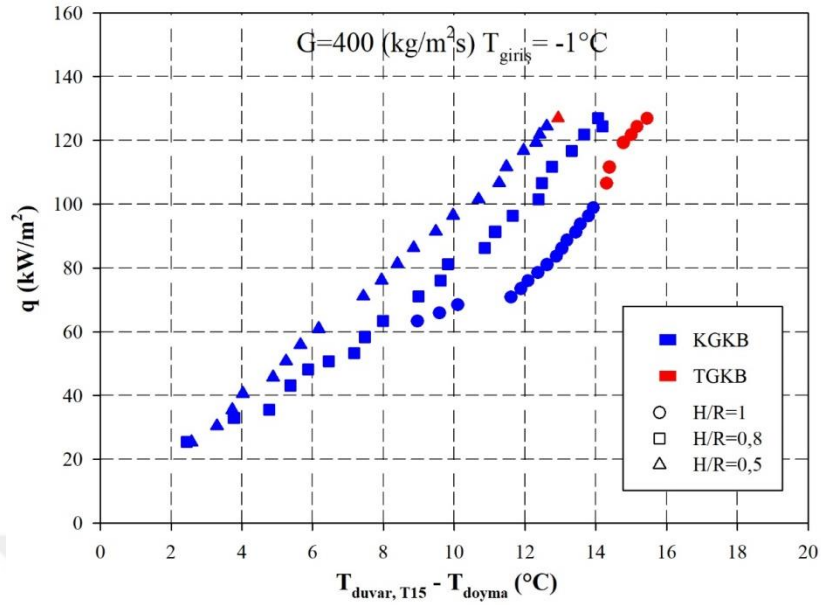
Şekil E1.4.  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=3 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



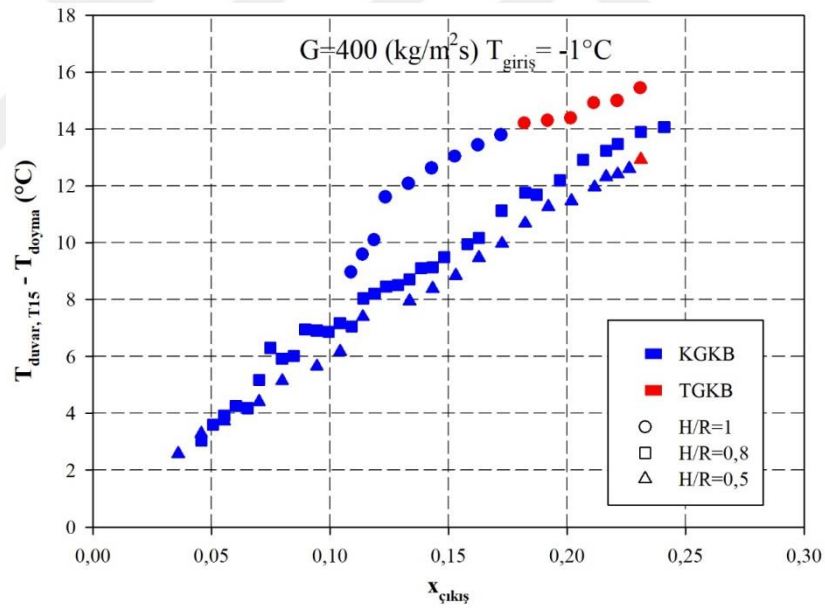
Şekil E1.5. G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



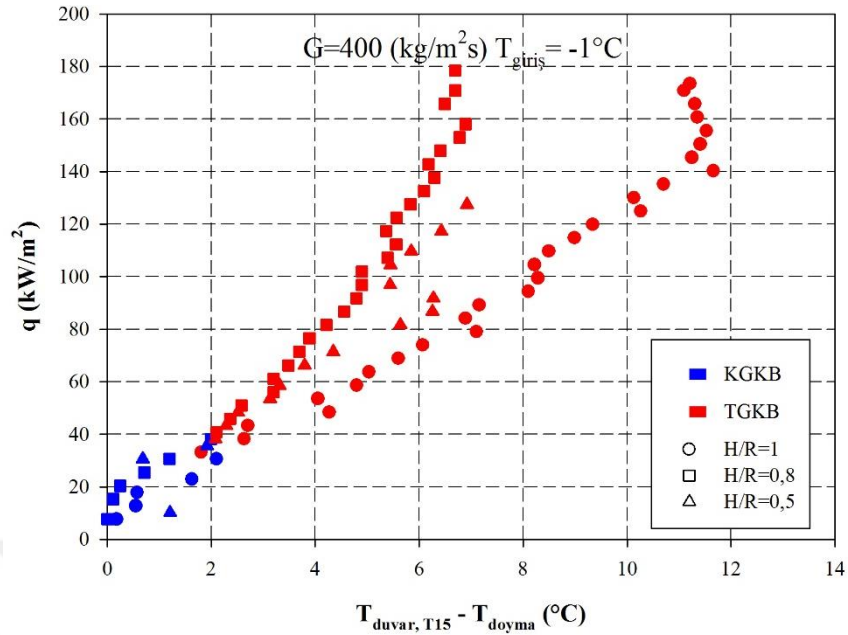
Şekil E1.6. G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



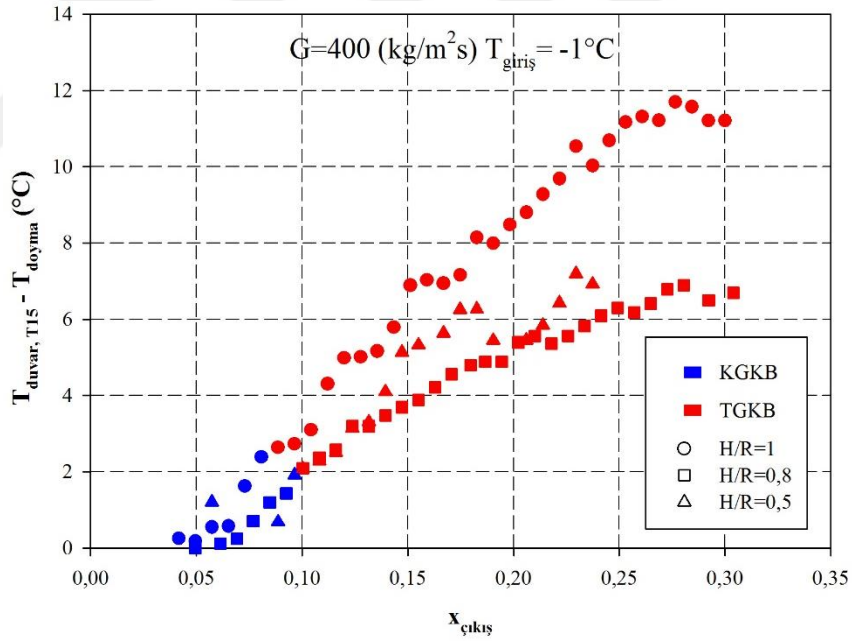
Şekil E1.7.  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=4 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi



Şekil E1.8.  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=4 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

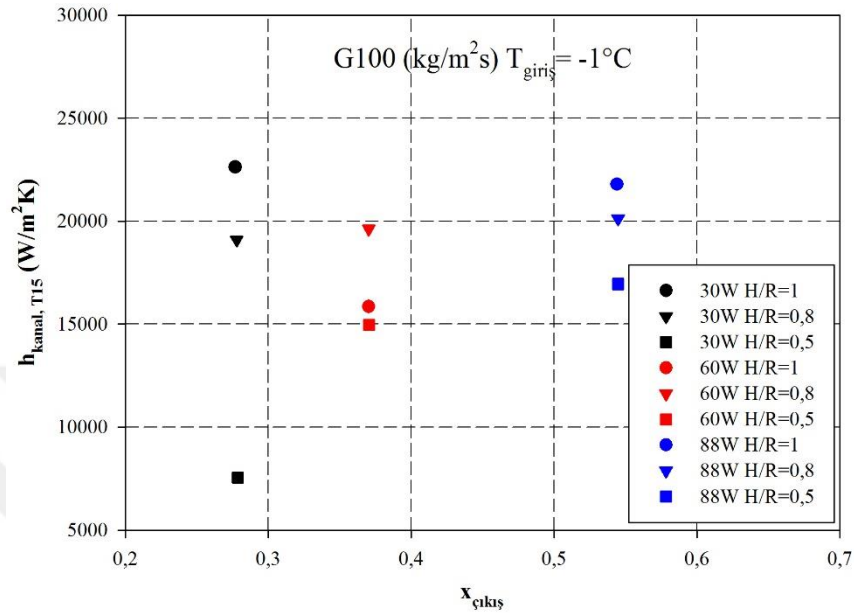


Şekil E1.9.  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=3 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

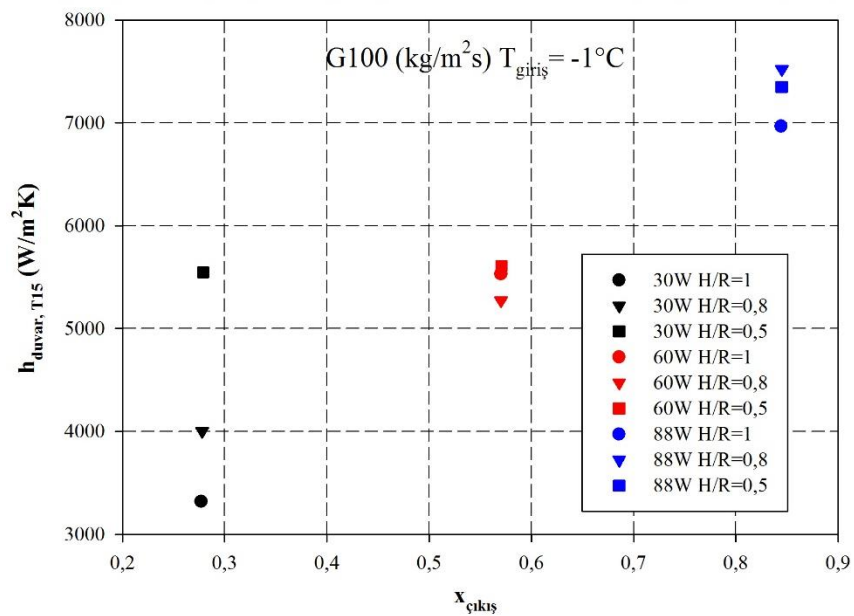


Şekil E1.10.  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=3 \text{ bar}$  için farklı H/R oranlarında ısı akısının çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişimi

EK-2 Farklı H/R oranlarında çıkış taşınım katsayısının değişimi

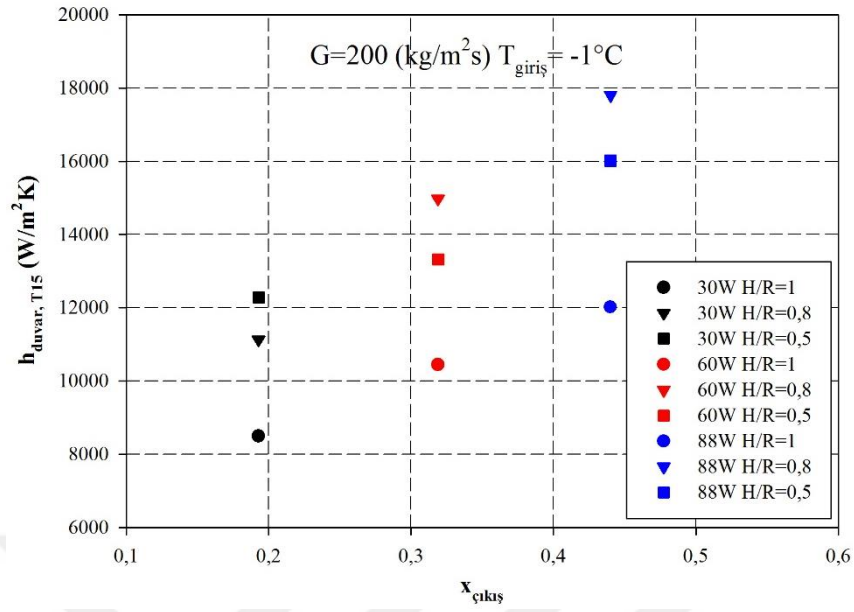


Şekil E2.1. G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkış taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi

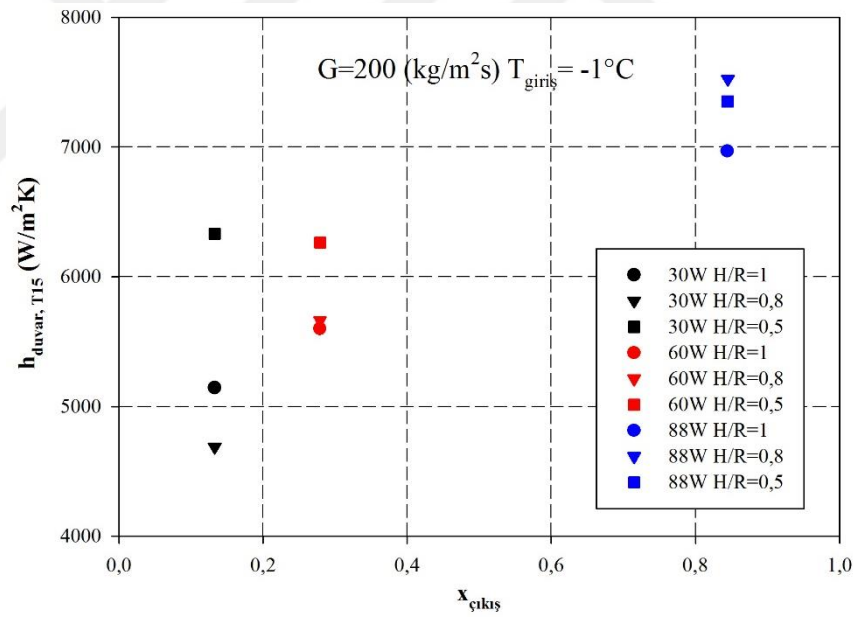


Şekil E2.2. G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkış taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi

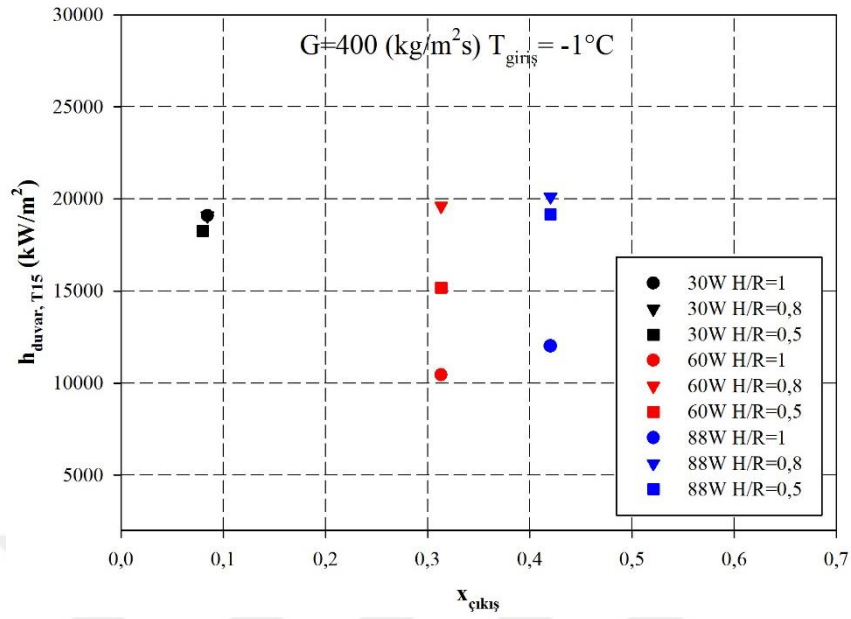




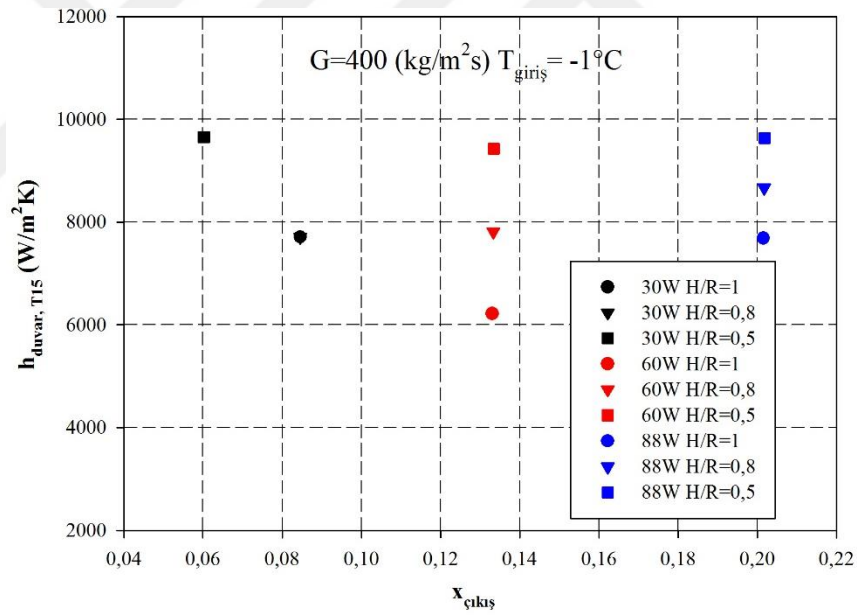
Şekil E2.3. G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkışı taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi



Şekil E2.4. G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkışı taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi

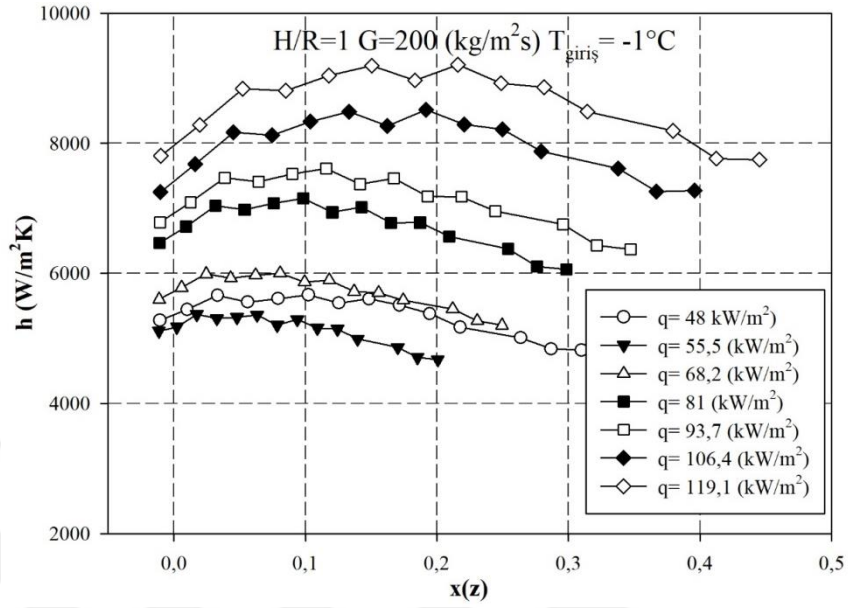


Şekil E2.5. G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkışı taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi

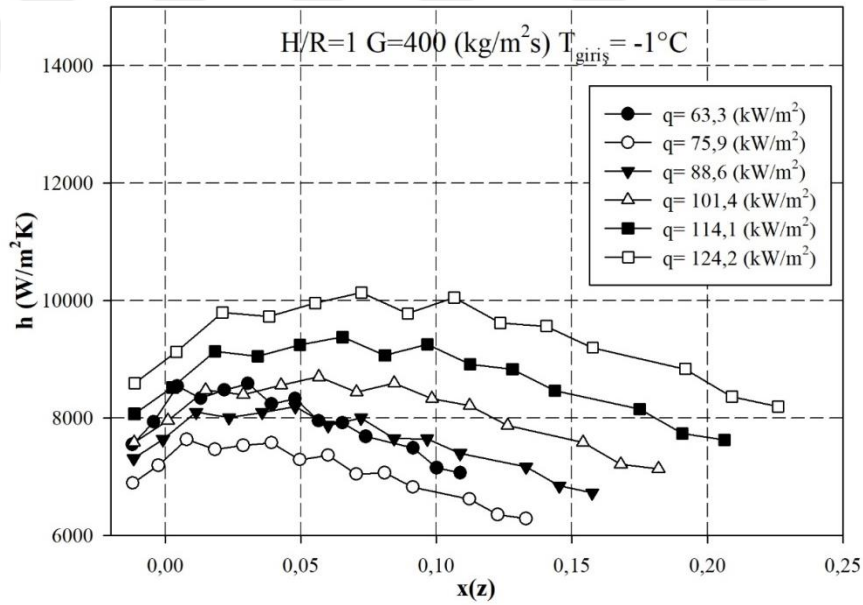


Şekil E2.6. G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için aynı/farklı H/R oranlarında çıkışı taşınım katsayısının kuruluk derecesi ile değişimi

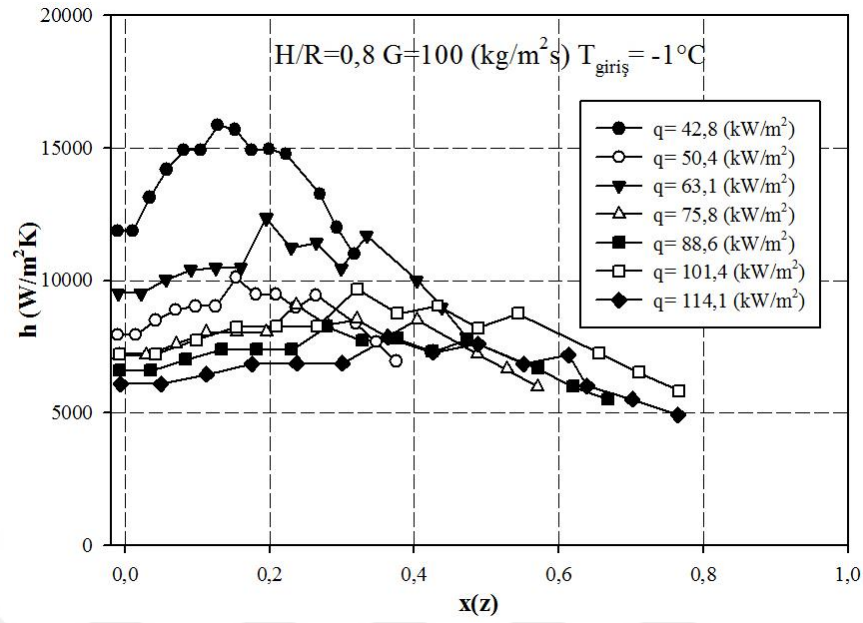
## EK-3 Yerel taşınım katsayısının değişimi



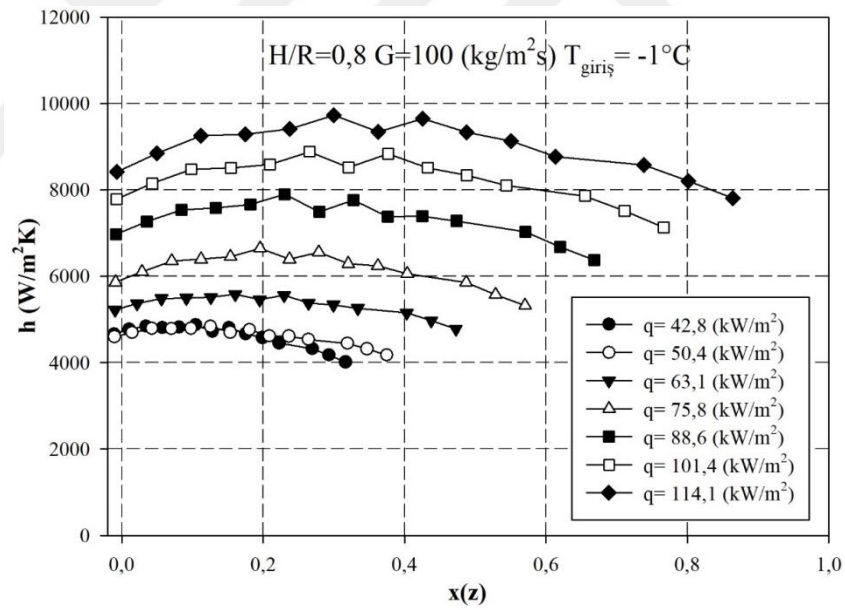
Şekil E3.1. H/R=1 G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve 4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluş derecesine göre değişimi



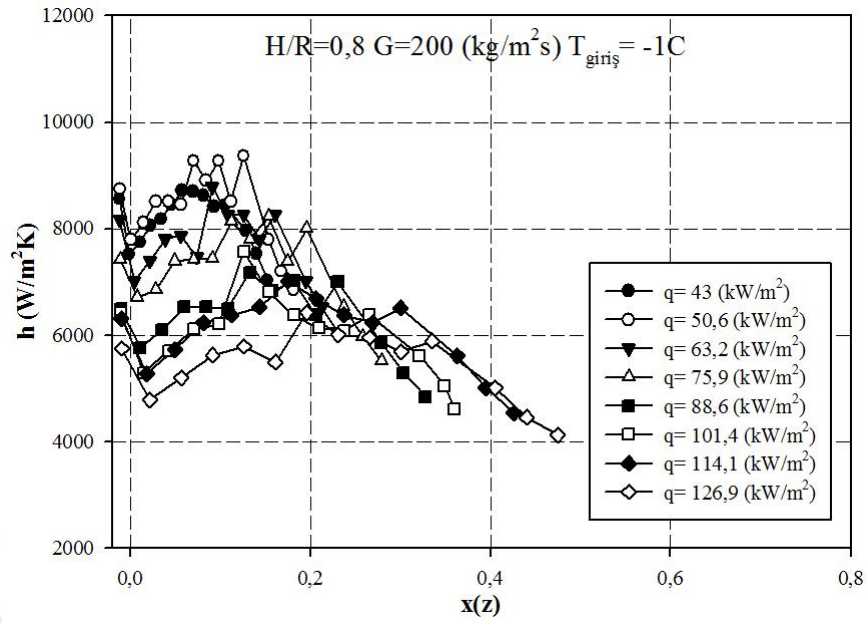
Şekil E3.2. H/R=1 G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluş derecesine göre değişimi



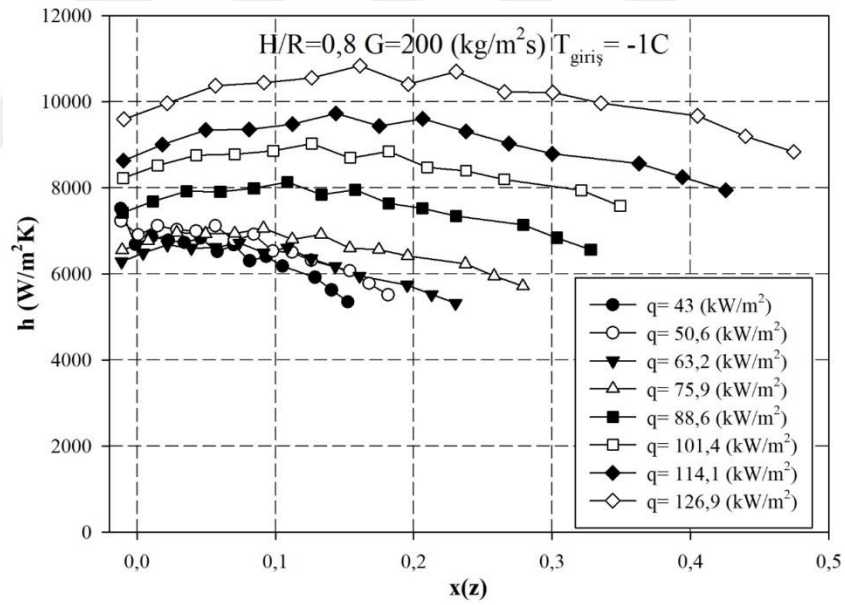
Şekil E3.3. H/R=0,8 G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



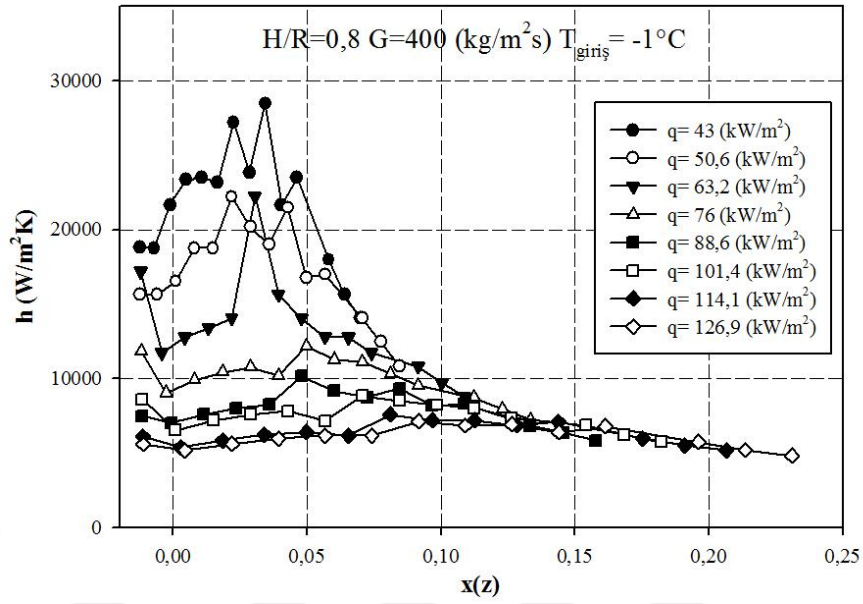
Şekil E3.4. H/R=0,8 G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



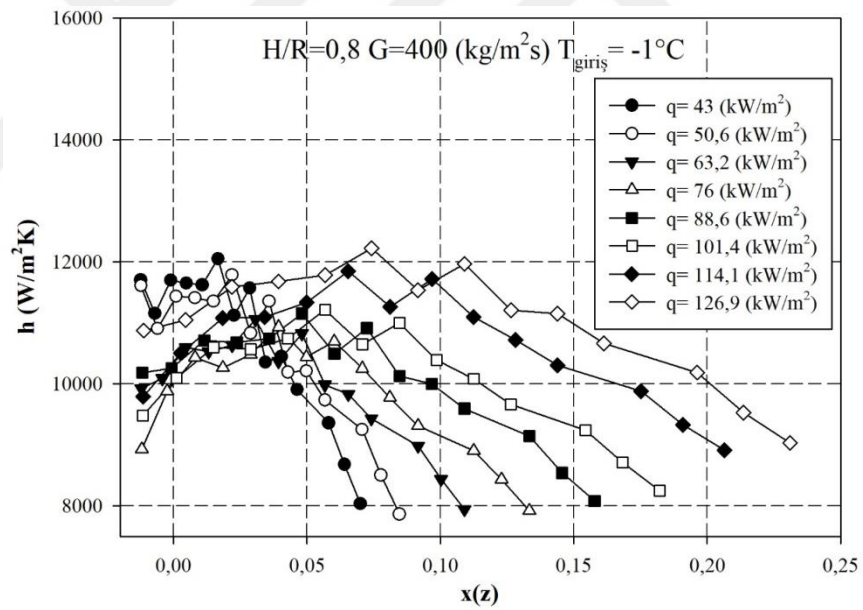
Şekil E3.5. H/R=0,8 G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



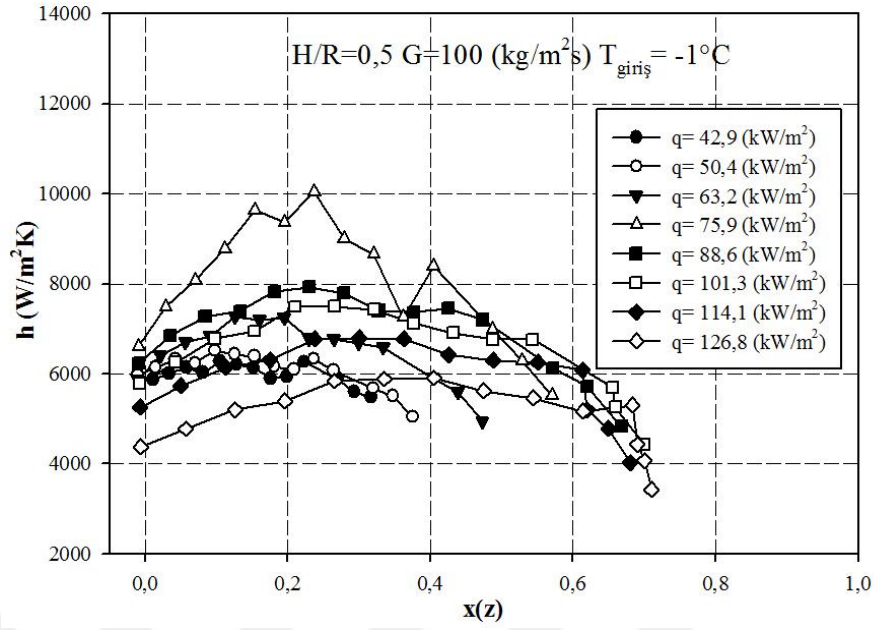
Şekil E3.6. H/R=0,8 G=200 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



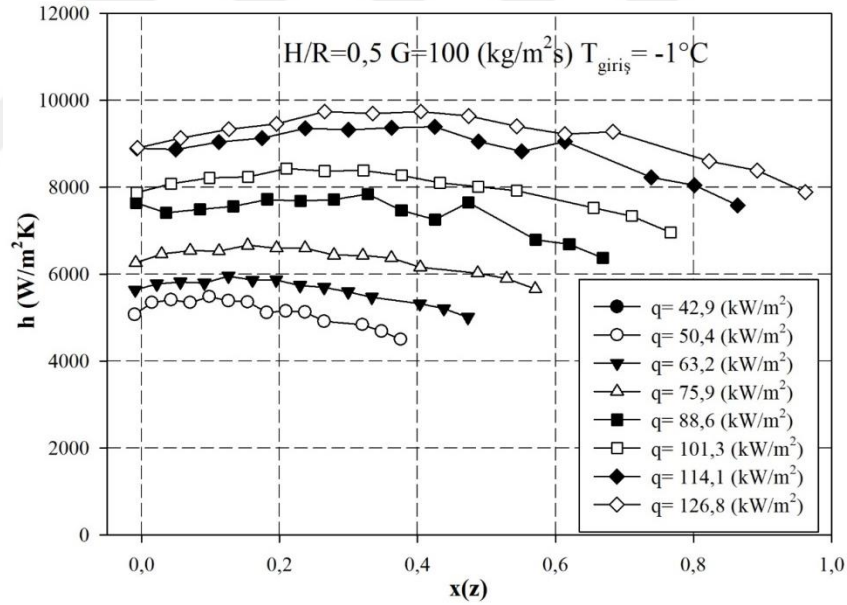
Şekil E3.7. H/R=0,8 G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



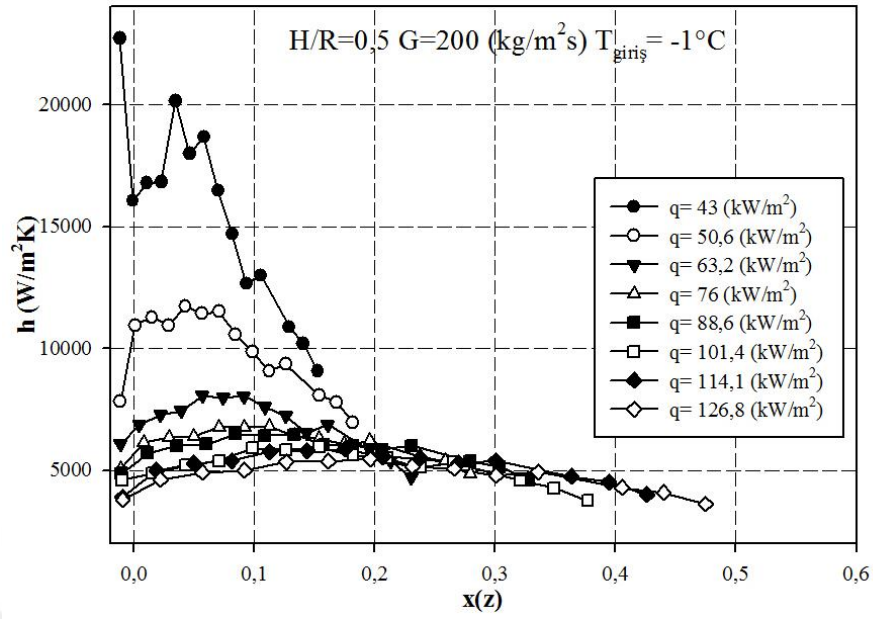
Şekil E3.8. H/R=0,8 G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



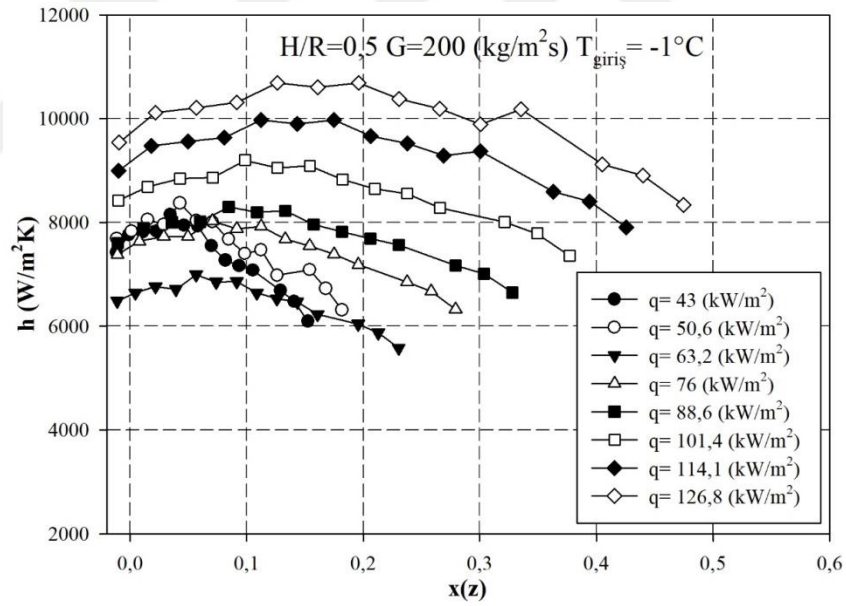
Şekil E3.9. H/R=0,5 G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil E3.10. H/R=0,5 G=100 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi

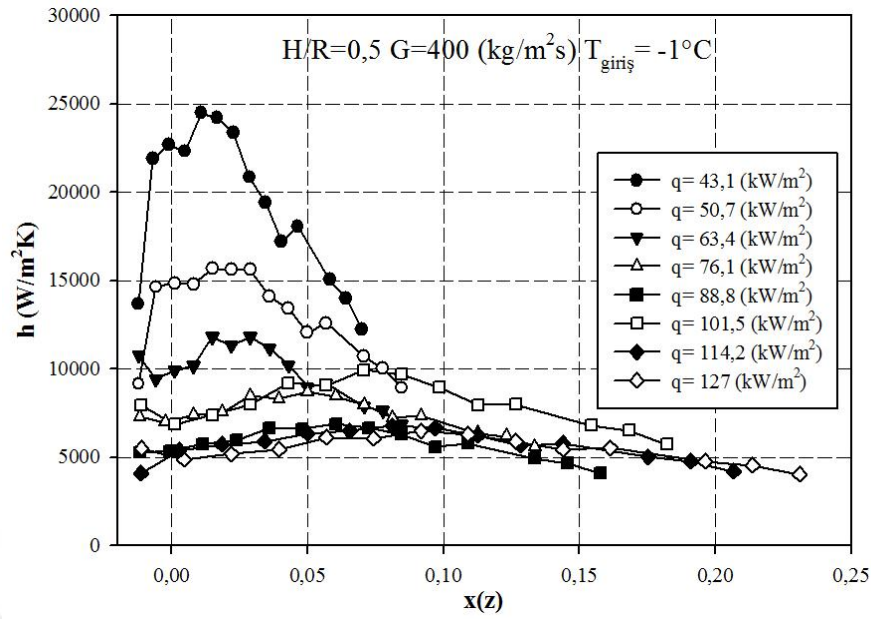


Şekil E3.11.  $H/R=0,5$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=3$  bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi

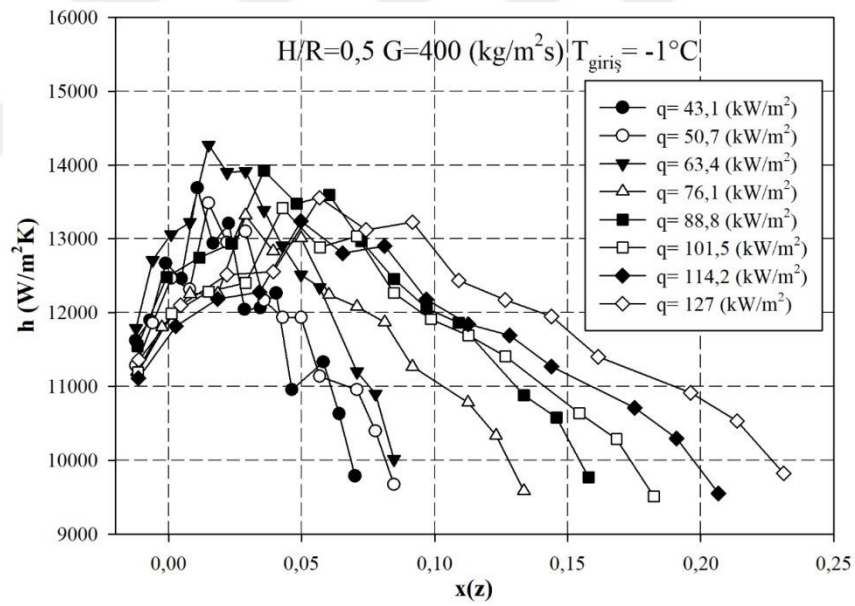


Şekil E3.12.  $H/R=0,5$   $G=200$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  ve  $P=4$  bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi





Şekil E3.13. H/R=0,5 G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=3 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil E3.14. H/R=0,5 G=400 kg/m<sup>2</sup>s ve P=4 bar için farklı ısı akılarında yerel taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi

## EK-3 R-134a kızgın buhar tablosu

Kızgın soğutucu akışkan-134a												
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
°C	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)
<i>P = 0.06 MPa (T<sub>sat</sub> = -36.95°C)</i>				<i>P = 0.10 MPa (T<sub>sat</sub> = -26.37°C)</i>				<i>P = 0.14 MPa (T<sub>sat</sub> = -18.77°C)</i>				
Doymuş	0.31121	209.12	227.79	0.9644	0.19254	215.19	234.44	0.9518	0.14014	219.54	239.16	0.9446
-20	0.33608	220.60	240.76	1.0174	0.19841	219.66	239.50	0.9721				
-10	0.35048	227.55	248.58	1.0477	0.20743	226.75	247.49	1.0030	0.14605	225.91	246.36	0.9724
0	0.36476	234.66	256.54	1.0774	0.21630	233.95	255.58	1.0332	0.15263	233.23	254.60	1.0031
10	0.37893	241.92	264.66	1.1065	0.22506	241.30	263.81	1.0628	0.15908	240.66	262.93	1.0331
20	0.39302	249.35	272.94	1.1353	0.23373	248.79	272.17	1.0918	0.16544	248.22	271.38	1.0624
30	0.40705	256.95	281.37	1.1636	0.24233	256.44	280.68	1.1203	0.17172	255.93	279.97	1.0912
40	0.42102	264.71	289.97	1.1915	0.25088	264.25	289.34	1.1484	0.17794	263.79	288.70	1.1195
50	0.43495	272.64	298.74	1.2191	0.25937	272.22	298.16	1.1762	0.18412	271.79	297.57	1.1474
60	0.44883	280.73	307.66	1.2463	0.26783	280.35	307.13	1.2035	0.19025	279.96	306.59	1.1749
70	0.46269	288.99	316.75	1.2732	0.27626	288.64	316.26	1.2305	0.19635	288.28	315.77	1.2020
80	0.47651	297.41	326.00	1.2997	0.28465	297.08	325.55	1.2572	0.20242	296.75	325.09	1.2288
90	0.49032	306.00	335.42	1.3260	0.29303	305.69	334.99	1.2836	0.20847	305.38	334.57	1.2553
100	0.50410	314.74	344.99	1.3520	0.30138	314.46	344.60	1.3096	0.21449	314.17	344.20	1.2814
<i>P = 0.18 MPa (T<sub>sat</sub> = -12.73°C)</i>				<i>P = 0.20 MPa (T<sub>sat</sub> = -10.05°C)</i>				<i>P = 0.24 MPa (T<sub>sat</sub> = -5.38°C)</i>				
Doymuş	0.11041	222.99	242.86	0.9397	0.09987	224.48	244.46	0.9377	0.08390	227.14	247.28	0.9346
-10	0.11189	225.02	245.16	0.9484	0.09991	224.55	244.54	0.9380				
0	0.11722	232.48	253.58	0.9798	0.10481	232.09	253.05	0.9688	0.08617	231.29	251.97	0.9519
10	0.12240	240.00	262.04	1.0102	0.10955	239.67	261.58	1.0004	0.09026	238.98	260.65	0.9831
20	0.12749	247.64	270.59	1.0399	0.11418	247.35	270.18	1.0303	0.09423	246.74	269.36	1.0134
30	0.13248	255.41	279.25	1.0690	0.11874	255.14	278.89	1.0595	0.09812	254.61	278.16	1.0429
40	0.13741	263.31	288.05	1.0975	0.12322	263.08	287.72	1.0882	0.10193	262.59	287.06	1.0718
50	0.14230	271.36	296.98	1.1256	0.12766	271.15	296.68	1.1163	0.10570	270.71	296.08	1.1001
60	0.14715	279.56	306.05	1.1532	0.13206	279.37	305.78	1.1441	0.10942	278.97	305.23	1.1280
70	0.15196	287.91	315.27	1.1805	0.13641	287.73	315.01	1.1714	0.11310	287.36	314.51	1.1554
80	0.15673	296.42	324.63	1.2074	0.14074	296.25	324.40	1.1983	0.11675	295.91	323.93	1.1825
90	0.16149	305.07	334.14	1.2339	0.14504	304.92	333.93	1.2249	0.12038	304.60	333.49	1.2092
100	0.16622	313.88	343.80	1.2602	0.14933	313.74	343.60	1.2512	0.12398	313.44	343.20	1.2356
<i>P = 0.28 MPa (T<sub>sat</sub> = -1.25°C)</i>				<i>P = 0.32 MPa (T<sub>sat</sub> = 2.46°C)</i>				<i>P = 0.40 MPa (T<sub>sat</sub> = 8.91°C)</i>				
Doymuş	0.07235	229.46	249.72	0.9321	0.06360	231.52	251.88	0.9301	0.051201	235.07	255.55	0.9269
0	0.07282	230.44	250.83	0.9362								
10	0.07646	238.27	259.68	0.9680	0.06609	237.54	258.69	0.9544	0.051506	235.97	256.58	0.9305
20	0.07997	246.13	268.52	0.9987	0.06925	245.50	267.66	0.9856	0.054213	244.18	265.86	0.9628
30	0.08338	254.06	277.41	1.0285	0.07231	253.50	276.65	1.0157	0.056796	252.36	275.07	0.9937
40	0.08672	262.10	286.38	1.0576	0.07530	261.60	285.70	1.0451	0.059292	260.58	284.30	1.0236
50	0.09000	270.27	295.47	1.0862	0.07823	269.82	294.85	1.0739	0.061724	268.90	293.59	1.0528
60	0.09324	278.56	304.67	1.1142	0.08111	278.15	304.11	1.1021	0.064104	277.32	302.96	1.0814
70	0.09644	286.99	314.00	1.1418	0.08395	286.62	313.48	1.1298	0.066443	285.86	312.44	1.1094
80	0.09961	295.57	323.46	1.1690	0.08675	295.22	322.98	1.1571	0.068747	294.53	322.02	1.1369
90	0.10275	304.29	333.06	1.1958	0.08953	303.97	332.62	1.1840	0.071023	303.32	331.73	1.1640
100	0.10587	313.15	342.80	1.2222	0.09229	312.86	342.39	1.2105	0.073274	312.26	341.57	1.1907
110	0.10897	322.16	352.68	1.2483	0.09503	321.89	352.30	1.2367	0.075504	321.33	351.53	1.2171
120	0.11205	331.32	362.70	1.2742	0.09775	331.07	362.35	1.2626	0.077717	330.55	361.63	1.2431
130	0.11512	340.63	372.87	1.2997	0.10045	340.39	372.54	1.2882	0.079913	339.90	371.87	1.2688
140	0.11818	350.09	383.18	1.3250	0.10314	349.86	382.87	1.3135	0.082096	349.41	382.24	1.2942

Şekil E4.1. R-134a kızgın buhar tablosu

## EK-4 Hata analizi

Akış kesit kanalının hesaplanmasında ortaya çıkan hata;

$$A = H \times W \quad (4.1)$$

$$\frac{W_A}{A} = \left[ \left( \frac{WR}{H} \right)^2 + \left( \frac{WR}{W} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

$$W_A = \left[ \left( \frac{0,01}{1,1} \right)^2 + \left( \frac{0,01}{5,6} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$

$W_A = 0,92$  olarak hesaplanır.

Kanal hidrolik çap hesaplamasında ortaya çıkan hata;

$$D_h = \frac{4 \times (H + W)}{2 \times (H + W)} \quad (4.4)$$

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[ \left( \frac{WR}{(H + W)} \right)^2 + \left( \frac{WR}{(H + W)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[ \left( \frac{0,01}{6,16} \right)^2 + \left( \frac{0,01}{13,4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

$$W_{D_h} = 0,01787$$

Kütlesel debinin hesaplanmasında ortaya çıkan hata;

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.4)$$

$$\frac{W_G}{G} = \left[ \left( \frac{W\dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{WA}{(H + W)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

$$\frac{W_G}{G} = \left[ \left( \frac{0,01}{2,22} \right)^2 + \left( \frac{0,01}{6,16} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

EK-4 (Devam) Hata analizi

$$W_G = 0,04877$$

Uygulan güç hesaplamasında ortaya çıkan hata;

$$q = V \times I \quad (4.4)$$

$$\frac{W_q}{q} = \left[ \left( \frac{Wq''}{V} \right)^2 + \left( \frac{Wq}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

$$\frac{W_q}{q} = \left[ \left( \frac{0,2}{12,5} \right)^2 + \left( \frac{0,1}{1,6} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

$$q = 0,12526 \quad (4.4)$$

Isı transfer katsayısı hesaplamasında ortaya çıkan hata oranı;

$$h(z) = \frac{q}{T_w(z) - T_{doyma}} \quad (4.5)$$

$$\frac{W_{h(z)}}{h(z)} = \left[ \left( \frac{Wq}{q} \right)^2 + \left( \frac{WT_w(z)}{T_w(z)} \right)^2 + \left( \frac{WT_{doyma}}{T_{doyma}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

$$\frac{W_{h(z)}}{h(z)} = \left[ (0,12526)^2 + \left( \frac{0,1}{282,919} \right)^2 + \left( \frac{0,1}{272,15} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

$$h(z) = 0,12526$$

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyası, Adı : KIZILCAOĞLU, Selçuk  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 01.07.1989 – Düzce  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (555) 834 07 91  
e-mail : selcukkizilcaoglu@gmail.com

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2015
Ön Lisans	Düzce Üniversitesi Düzce Meslek Yüksek Okulu Makine Bölümü	2010
Lise	İzmir Hoca Ahmed Yesevi Lisesi Fen Bilimleri Bölümü	2006

### Yabancı Dil

İngilizce