

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKAN R134A'NIN KAYNAMASININ  
DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

CANSU ÖZMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN  
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ

İSTANBUL, 2019

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKAN R134A'NIN KAYNAMASININ  
DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

CANSU ÖZMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN  
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ

İSTANBUL, 2019

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKAN R134A'NIN KAYNAMASININ**  
**DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Cansu ÖZMAN tarafından hazırlanan tez çalışması 21.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zeynep Duriye BİLGE  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY  
Yeditepe Üniversitesi

## ÖNSÖZ

---

İlk olarak tez danışmanım Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a çalışmam boyunca bilgi ve deneyimleriyle bana rehberlik ettiği için minnettar olduğumu söylemek isterim. Sadece tezimle bana yardımcı olmakla kalmayıp, aynı zamanda akademik çalışmam için bana sağlamış olduğu büyük fırsatlar için de teşekkürü bir borç bilirim. Deneylerimi yapmam için bana gösterdiği desteklerden ve sağlamış olduğu imkanlardan dolayı, King Mongkuts University of Technology Thonburi'den Prof. Dr. Somchai WONGWISES'e saygılarımı ve teşekkürlerimi sunmak isterim. King Mongkuts University of Technology Thonburi'deki çalışmalarım boyunca, Thermal Engineering ve Multiphase Flow Research Lab (FUTURE) ekibindeki herkese, özellikle de Kittipong SAKAMATAPAN'a yardımları için minnettarım. Ayrıca, Hochschule Düsseldorf'taki Prof. Dr. Ali Cemal BENİM'e Center of Flow Simulation'nda bulunduğum süre boyunca tezimi sürdürmeye ve geliştirmeye yardımcı olduğu için teşekkür ederim.

Son olarak, bana olan inançlarından ve desteklerinden asla vazgeçmeyen tüm aileme minnettar olduğumu söylemek isterim.

Mayıs, 2019

Cansu ÖZMAN

## İÇİNDEKİLER

|  | Sayfa |
|--|-------|
| SİMGE LİSTESİ.....   | vi    |
| KISALTIMA LİSTESİ.....   | x     |
| ŞEKİL LİSTESİ.....   | xi    |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....  | xiii  |
| ÖZET .....   | xiv   |
| ABSTRACT.....  | xvi   |
| <b>BÖLÜM 1</b>   |       |
| GİRİŞ.....   | 1     |
| 1.1    Literatür Özeti .....   | 2     |
| 1.2    Tezin Amacı .....   | 15    |
| 1.3    Orijinal Katkı.....   | 15    |
| <b>BÖLÜM 2</b>   |       |
| İSİ TRANSFERİ, AKIŞ KAYNAMASI VE MİKROKANALLI İSİ ALICILARININ TEMELLERİ ..... | 17    |
| 2.1    Isı Transferi ve Isı Transfer Mekanizmaları .....                       | 17    |
| 2.1.1    İletim.....   | 17    |
| 2.1.2    Taşınım.....  | 18    |
| 2.1.3    Işınım .....  | 21    |
| 2.2    Kaynama.....  | 22    |
| 2.2.1    Havuz Kaynaması .....   | 23    |
| 2.2.2    Akış Kaynaması .....  | 25    |
| 2.2.2.1    Dış Akış Kaynaması .....  | 25    |
| 2.2.2.2    İç Akış Kaynaması .....   | 25    |
| 2.3    Mikrokanallı Isı Alıcıları .....  | 37    |

## BÖLÜM 3

|   |    |
|---|----|
| DENEY SETİ VE KULLANILAN METOD .....            | 40 |
| 3.1 Deney Seti .....                            | 40 |
| 3.2 Test Bölümü .....                           | 42 |
| 3.3 Deney Koşulları .....                       | 45 |
| 3.4 Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması ..... | 46 |
| 3.5 Belirsizlik Analizi .....                   | 51 |

## BÖLÜM 4

|   |    |
|---|----|
| BULGULAR VE TARTIŞMA .....  | 53 |
| 4.1 Kaynama Eğrileri .....  | 53 |
| 4.2 Ortalama Isı Transfer Katsayısının Duvar Isı Akısına Göre Değişimi .....                | 56 |
| 4.3 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Kütle Akısı ve Kuruluk Derecesine Göre Değişimi ..... | 58 |
| 4.4 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Doyma Sıcaklığına Göre Değişimi .....                 | 61 |
| 4.5 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Literatürdeki Bağlıntılar ile Karşılaştırılması ..... | 63 |
| 4.6 Ortalama Isı Taşınım Katsayısı İçin Yeni Bağlıntı Türetilmesi .....                     | 70 |

## BÖLÜM 5

|                         |    |
|-------------------------|----|
| SONUÇ VE ÖNERİLER ..... | 72 |
| KAYNAKLAR .....         | 74 |
| ÖZGEÇMİŞ .....          | 78 |

## SİMGE LİSTESİ

|              |  |
|--------------|--|
| $A$          | Alan [ $m^2$ ]   |
| $A_t$        | Test parçası taban alanı [ $m^2$ ]                               |
| $A_k$        | Mikrokanal yüzey alanı [ $m^2$ ]                                 |
| $Bo$         | Kaynama sayısı   |
| $Bd$         | Bond sayısı  |
| $C$          | Katsayı  |
| $c_p$        | Sabit basınçta özgül ısı [ $kJ/kg K$ ]                           |
| $c_{p,l}$    | Sabit basınçta sıvı faz özgül ısı [ $kJ/kg K$ ]                  |
| $Co$         | Sınırlama sayısı   |
| $D_h$        | Hidrolik çap [ $mm$ ]  |
| $d_b$        | Kabarcık çapı [ $mm$ ]   |
| $dT/dx$      | x yönündeki Sıcaklık gradyanı                                    |
| $e_b$        | Kara cisim ışıması [ $W/m^2$ ]                                   |
| $F$          | Konvektif kaynama iyileştirme faktörü                            |
| $Fa$         | Fang sayısı  |
| $Fr$         | Froude sayısı  |
| $Fr^*$       | Akış kaynaması için değiştirilmiş Froude sayısı                  |
| $f_{f,l}$    | Sıvı fazı Fanning sürtünme faktörü                               |
| $f_{f,v}$    | Buhar fazı Fanning sürtünme faktörü                              |
| $f_l$        | Sıvı fazı sürtünme faktörü                                       |
| $f_v$        | Buhar fazı sürtünme faktörü                                      |
| $G$          | Kütle akışı [ $kg/m^2 s$ ]                                       |
| $g$          | Yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]                                     |
| $H_{fin}$    | Kanat yüksekliği [ $m$ ]   |
| $h$          | Isı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]                             |
| $h_{tp}$     | Akış kaynaması akış ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]         |
| $h_{Cooper}$ | Cooper korelasyonu ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]          |
| $h_{sp,l}$   | Tek sıvı fazda akış ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]         |
| $h_{sp,v}$   | Tek buhar/gaz fazda akış ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]    |
| $h_{sp,fd}$  | Tek fazda tam gelişmiş akış ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ] |
| $h_{nb}$     | Çekirdekli kaynama ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]          |
| $h_{cb}$     | Konvektif kaynama ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]           |
| $h_{sp}$     | Tek fazlı akış ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]              |
| $h_{ort}$    | Ortalama ısı taşınım katsayısı [ $kW/m^2 K$ ]                    |
| $I$          | Akım [ $A$ ]   |

|                   |   |
|-------------------|---|
| $i$               | Entalpi [kJ/kg]   |
| $i_{lv}$          | Buharlanma entalpisi [kJ/kg]                                  |
| $i_{ph,\zeta}$    | Ön ısıtıcı çıkışındaki entalpi [kJ/kg]                        |
| $i_{ts,g}$        | Test bölümü girişindeki entalpi [kJ/kg]                       |
| $i_{ts,\zeta}$    | Test bölümü çıkışındaki entalpi [kJ/kg]                       |
| $i_{l@ph,\zeta}$  | Ön ısıtıcı çıkışında akışkanın doymuş sıvı entalpisi [kJ/kg]  |
| $i_{l@ts,g}$      | Test bölümü girişinde akışkanın doymuş sıvı entalpisi [kJ/kg] |
| $i_{l@ts,\zeta}$  | Test bölümü çıkışında akışkanın doymuş sıvı entalpisi [kJ/kg] |
| $i_{lv@ts,\zeta}$ | Test bölümü çıkışında akışkanın buharlaşma entalpisi [kJ/kg]  |
| $i_{lv@ts,g}$     | Test bölümü girişinde akışkanın buharlaşma entalpisi          |
| $k$               | Isı iletim katsayısı [kW/m K]                                 |
| $k_b$             | Bakırın ısı iletim katsayısı [kW/m K]                         |
| $k_l$             | Akışkanın sıvı fazının ısı iletim katsayısı [kW/m K]          |
| $k_v$             | Akışkanın buhar fazının ısı iletim katsayısı [kW/m K]         |
| $L$               | Kanal uzunluğu [m]  |
| $m$               | Katsayı   |
| $\dot{m}$         | Kütleli debi [kg/s]   |
| $\dot{m}_v$       | Buharın kütleli debisi [kg/s]                                 |
| $\dot{m}_l$       | Sıvının kütleli debisi [kg/s]                                 |
| $M$               | Molar kütle [kg/kmol]   |
| $n$               | Katsayı   |
| $N$               | Kanal sayısı  |
| $N_{Co}$          | Taşınım sayısı  |
| $Nu$              | Nusselt sayısı  |
| $Nu_{sp,lam}$     | Tek faz laminer akış Nusselt sayısı                           |
| $Nu_{Collier}$    | Collier korelasyonu Nusselt sayısı                            |
| $Nu_{sp,tür}$     | Tek faz türbülanslı akış Nusselt sayısı                       |
| $Nu_{tp}$         | Akış kaynaması Nusselt sayısı                                 |
| $P$               | Basınç [bar]  |
| $P_{doy}$         | Doyma basıncı [bar]   |
| $\Delta P_{doy}$  | Fark doyma basıncı [bar]                                      |
| $P_r$             | İndirgenmiş basınç [bar]                                      |
| $P_{kr}$          | Kritik basınç [bar]   |
| $P_H$             | Kanalın ısıtılan çevre uzunluğu [m]                           |
| $P_F$             | Kanalın ıslak çevre uzunluğu [m]                              |
| $Pr$              | Prandtl sayısı  |
| $Pr_l$            | Sıvı faz Prandtl sayısı                                       |
| $Pr_v$            | Buhar faz Prandtl sayısı                                      |
| $Pr_d$            | Duvar sıcaklığına göre Prandtl sayısı                         |
| $q''$             | Isı akısı [kW/m <sup>2</sup> ]                                |
| $q''_x$           | X ekseninde yerel ısı akısı [kW/m <sup>2</sup> ]              |
| $q''_{rad}$       | Işınım ile gerçekleşen ısı akısı [kW/m <sup>2</sup> ]         |
| $q''_t$           | Isı alıcısı tabanındaki ısı akısı [kW/m <sup>2</sup> ]        |
| $q''_d$           | Mikrokanal duvarlarındaki ısı akısı [kW/m <sup>2</sup> ]      |
| $\dot{Q}$         | Isı transfer hızı [kW]  |
| $\dot{Q}_{ph}$    | Ön ısıtıcıdan akışkana doğru ısı transfer hızı [kW]           |



|                   |  |
|-------------------|--|
| $\dot{Q}_{duy}$   | Duyulur ısı transfer hızı [kW]                               |
| $\dot{Q}_{gizli}$ | Gizli ısı transfer hızı [kW]                                 |
| $\dot{Q}_{ts}$    | Test bölümünde akışkana doğru ısı transfer hızı [kW]         |
| $\dot{Q}_d$       | Duvar ısı transfer hızı [kW]                                 |
| $Ra$              | Rayleigh sayısı  |
| $R_p$             | Yüzey pürüzlülüğü [m]  |
| $Re$              | Reynolds sayısı  |
| $Re_l$            | Sıvı faz Reynolds sayısı                                     |
| $Re_v$            | Buhar faz Reynolds sayısı                                    |
| $Re_{lo}$         | Yalnızca sıvı faz Reynolds sayısı                            |
| $Re_{vo}$         | Yalnızca buhar faz Reynolds sayısı                           |
| $S$               | Çekirdekli kaynama sıkıştırma faktörü                        |
| $T$               | Sıcaklık [°C]  |
| $T_{doy}$         | Akışkan doyma sıcaklığı [°C]                                 |
| $T_d$             | Duvar/ katı yüzey sıcaklığı [°C]                             |
| $T_\infty$        | Akışkanın serbest akış haldeki sıcaklığı [°C]                |
| $T_{çevre}$       | Çevre ortamı sıcaklığı [°C]                                  |
| $T_f$             | Akışkan sıcaklığı [°C]                                       |
| $T_{ph,ç}$        | Ön ısıtıcı çıkışında akışkan sıcaklığı [°C]                  |
| $T_{ph,g}$        | Ön ısıtıcı girişinde akışkan sıcaklığı [°C]                  |
| $T_{ts,g}$        | Test bölümü girişinde akışkan sıcaklığı [°C]                 |
| $T_{ts,ç}$        | Test bölümü çıkışında akışkan sıcaklığı [°C]                 |
| $T_{d,n}$         | n konumundaki duvar sıcaklığı [°C]                           |
| $T_{t,n}$         | n konumundaki termokupllardan ölçülen ortalama sıcaklık [°C] |
| $T_{d,ort}$       | Ortalama duvar sıcaklığı [°C]                                |
| $T_{doy,ort}$     | Akışkanın ortalama doyma sıcaklığı [°C]                      |
| $\Delta T_{doy}$  | Fark doyma sıcaklığı [°C]                                    |
| $\Delta T_e$      | Sıcaklık aşımı [°C]  |
| $u$               | Hız [m/s]  |
| $u_v$             | Gaz/buhar hızı [m/s]   |
| $V$               | Voltaj [V]   |
| $W_k$             | Kanal genişliği [m]  |
| $W_t$             | Taban genişliği [m]  |
| $W_{fin}$         | Kanat genişliği [m]  |
| $We$              | Weber sayısı   |
| $We_l$            | Sıvı faz Weber sayısı  |
| $We_v$            | Buhar faz Weber sayısı                                       |
| $We_{lo}$         | Yalnızca sıvı faz Weber sayısı                               |
| $We_{vo}$         | Yalnızca buhar faz Weber sayısı                              |
| $We_{u_v}$        | Buhar akış hızına göre Weber sayısı                          |
| $x$               | Kuruluk derecesi   |
| $x_{ts,g}$        | Test bölümü girişi kuruluk derecesi                          |
| $x_{ts,ç}$        | Test bölümü çıkışı kuruluk derecesi                          |
| $x_{ts,ort}$      | Test bölümü ortalama kuruluk derecesi                        |
| $X_{tt}$          | Martinelli parametresi                                       |
| $f$               | Kanat parametresi  |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $\eta$          | Kanat verimi   |
| $\delta$        | Kanal duvarı ile termokupllar arası mesafe [mm]              |
| $\beta$         | En boy oranı   |
| $\alpha$        | Boşluk oranı   |
| $\rho$          | Yoğunluk [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]                          |
| $\rho_l$        | Akışkanın sıvı faz yoğunluğu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]      |
| $\rho_v$        | Akışkanın buhar faz yoğunluğu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]     |
| $\mu$           | Viskozite [ $\text{kg}/\text{m s}$ ]                         |
| $\mu_l$         | Akışkanın sıvı faz viskozitesi [ $\text{kg}/\text{m s}$ ]    |
| $\mu_v$         | Akışkanın buhar faz viskozitesi [ $\text{kg}/\text{m s}$ ]   |
| $\sigma$        | Yüzey gerilimi [N/m]   |
| $\sigma_{sb}$   | Stefan-Boltzmann sabiti [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^4$ ] |
| $\phi_l^2$      | Akış kaynaması sürtünme çarpanı                              |
| $\varepsilon$   | Yüzey pürüzlülük parametresi                                 |
| $\varepsilon_e$ | Yayıcılık  |



## KISALTMA LİSTESİ

---

|     |   |
|-----|---|
| AC  | Alternatif Akım                                       |
| CPU | Merkezi İşlem Birimi (Central Processing Unit)        |
| DC  | Doğru Akım  |
| GWP | Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential) |
| MAE | Ortalama Mutlak Hata                                  |
| ODP | Ozon Tüketme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential)  |
| ONB | Çekirdekli Kaynama Başlangıcı                         |
| RTD | Platin rezistanslı sıcaklık dedektörü                 |

## ŞEKİL LİSTESİ

|           | Sayfa  |
|-----------|--|
| Şekil 1.1 | Farklı ısı akılarında (a) kuruluk derecesinin ve (b) kütle akısının ısı taşınım katsayısına etkisi [3] ..... 3   |
| Şekil 1.2 | Isı taşınım katsayısının (a) düşük ve (b) yüksek kütle akılarında ısı akısına bağlı olarak değişimi [5] ..... 5  |
| Şekil 1.3 | Isı taşınım katsayısının duvar ısı akısına bağlı değişimi [8] ..... 6  |
| Şekil 1.4 | Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi [8] ..... 7  |
| Şekil 1.5 | Jafari vd. [9] tarafından gerçekleştirilen çalışmada kullanılan mikrokanallı ısı alıcısı..... 7  |
| Şekil 1.6 | Farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip ısı alıcılarında 200 kg/ms kütle akısı ve 0,8 giriş kuruluk derecesi koşullarında ısı akısının ısı taşınım katsayısına olan etkisi [9]..... 8 |
| Şekil 1.7 | Mikrokanallı ısı alıcısının orta noktasından alınan verilere göre R134a akışkanı için Fayyadh vd. [10] tarafından rapor edilen kaynama eğrileri9                               |
| Şekil 1.8 | Farklı kütle akılarında ısı taşınım katsayısının (a) ısı akısı ve (b) kuruluk derecesine göre değişimi [10]..... 9   |
| Şekil 2.1 | Tek boyutta, duvardan iletim ile ısı transferi ..... 18  |
| Şekil 2.2 | Katı yüzeyden akışkana doğru taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi ..... 19   |
| Şekil 2.3 | 1 atm basınçta suyun kaynama eğrisi [37] ..... 24  |
| Şekil 2.4 | Dış akış kaynamasında akışkan hızının etkisi [37] ..... 25   |
| Şekil 2.5 | Homojen olarak ısı akısı verilen yatay bir boruda akış rejimleri ve ısı taşınım katsayısının değişimi [39] ..... 28  |
| Şekil 2.6 | Küçük kanallarda akış kaynamasında genellikle karşılaşılan ana akış rejimleri [40] ..... 29  |
| Şekil 2.7 | Mikrokanallı ısı alıcısı ..... 37  |
| Şekil 2.8 | Farklı çaplardaki kanalların kullanım alanları [42] ..... 39   |
| Şekil 3.1 | Deney setinin şematik diyagramı [8] ..... 41   |
| Şekil 3.2 | Test bölümünün detaylı katı modeli..... 43   |
| Şekil 3.3 | Mikrokanallı ısı alıcısı test parçasının fotoğrafı (Thiangtham vd. [8]) .... 44  |
| Şekil 3.4 | Bakır bloğun içindeki termokupulların pozisyonları ..... 45  |
| Şekil 3.5 | $q''_d$ , $h_{ort}$ , $f$ ve $\eta$ hesaplanmasında izlenen akış ..... 50  |
| Şekil 4.1 | Akışkanın 18 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi ..... 54   |
| Şekil 4.2 | Akışkanın 23 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi ..... 55   |
| Şekil 4.3 | Akışkanın 28 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi ..... 55   |
| Şekil 4.4 | 18 °C doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi ..... 56   |

|            |   |    |
|------------|---|----|
| Şekil 4.5  | 23 °C doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi .....   | 57 |
| Şekil 4.6  | 28 °C doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi .....   | 57 |
| Şekil 4.7  | 18 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi.....   | 59 |
| Şekil 4.8  | 23 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi.....   | 60 |
| Şekil 4.9  | 28 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi.....   | 60 |
| Şekil 4.10 | 800 kg/m <sup>2</sup> s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi .....  | 62 |
| Şekil 4.11 | 1000 kg/m <sup>2</sup> s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi .....   | 62 |
| Şekil 4.12 | 1200 kg/m <sup>2</sup> s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi .....   | 63 |
| Şekil 4.13 | Lazarek ve Black [36] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması .....                       | 65 |
| Şekil 4.14 | Kew ve Cornwell [35] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması .....                        | 66 |
| Şekil 4.15 | Fang [13] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması .....                                   | 67 |
| Şekil 4.16 | Hamdar [15] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması ...                                   | 68 |
| Şekil 4.17 | Thiangtham vd. [8] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması                                | 69 |
| Şekil 4.18 | Mortada vd. [6] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması ...                               | 70 |
| Şekil 4.19 | Önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayıları ile mevcut çalışmada deney sonuçlarından hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması ..... | 71 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

---

|             | Sayfa   |
|-------------|---|
| Çizelge 1.1 | Literatürdeki mikrokanallarda akış kaynaması üzerine yapılmış çalışmalar ..... 11                     |
| Çizelge 2.1 | Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar .. 30                         |
| Çizelge 3.1 | Mikrokanallı ısı alıcısının boyutları ..... 44  |
| Çizelge 3.2 | Deney koşulları ..... 46  |
| Çizelge 3.3 | Hesaplanan parametrelerdeki belirsizlikler ..... 52   |
| Çizelge 4.1 | Önerilen bağıntılarla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısındaki ortalama mutlak hatalar ..... 64 |

**MİKROKANALLI ISI ALICILARINDA AKAN R134A’NIN KAYNAMASININ  
DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Cansu ÖZMAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Burada sunulmakta olan deneysel çalışmada, R134a soğutucu akışkanının mikrokanailli ısı alıcısından akarken kaynaması durumundaki ısı transferi incelenmektedir. Bakır bloktan üretilmiş olan ısı alıcısının üzerinde 0,470 mm derinliğe, 0,382 mm genişliğe, 0,416 mm kanat kalınlığına sahip 27 adet paralel dörtgen kesitli mikrokanaill mevcuttur. Deneyler sırasında, akışkanın mikrokanaillara giriş doyma sıcaklığı 18 °C, 23 °C ve 28 °C’de sabit tutulmuştur. Akışkanın kütle akısı ise 800 kg/m<sup>2</sup>s ile 1200 kg/m<sup>2</sup>s arasında değiştirilmiştir. Her bir deney şartında, mikrokanaillardaki duvar ısı akısı 50 kW/m<sup>2</sup> ile başlatılmıştır ve sistem kritik ısı akısına ulaşınca kadar (460 kW/m<sup>2</sup>) ısı akısı artırılmıştır. Tüm deney koşullarında mikrokanaill girişinde kuruluk derecesi 0,05 değerinde sabit tutulmuştur.

Deneylerden elde edilen veriler ile kütle akısının, doyma sıcaklığının ve ısı akısının değişiminin ısı taşınım katsayısına olan etkileri mevcut çalışmada sunulmaktadır. Ayrıca ısı akısı, kuruluk derecesi ve kütle akısının kendi arasındaki etkileşimi nedeniyle ortaya çıkan sonuçlar tartışılmaktadır. Elde edilen verilerden, düşük kuruluk derecelerinde ısı akısındaki artışın ısı taşınım katsayısının yükselişinde önemli rol oynadığı görülmektedir. Buna karşın kütle akısının etkisinin neredeyse ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirlenmiştir. ısı akısının artışı ile ısı transfer mekanizmasında konvektif kaynama, çekirdekli kaynamadan daha baskın hale gelmeye başlamaktadır. Bu değişimden sonra, ısı taşınım katsayısı belirli bir eşik değerine kadar yükselen kuruluk derecesi ve kütle akısı ile birlikte artmaktadır. Her koşulda, ısı taşınım katsayısının, yükselen doyma sıcaklığı ile birlikte arttığı görülmektedir. Deneysel olarak elde edilen

ısı taşınım katsayısı sonuçları, açık literatürde mevcut olan ısı taşınım katsayısı hesaplanması için önerilen eşitlikler ile karşılaştırılmıştır ve Mortada vd. tarafından önerilen eşitliğin en uygun sonuçları verdiği görülmüştür. Deney sonuçlarına dayanarak, yüksek kütle akısı ve ısı akısı şartlarında mikrokanallı ısı alıcısında R134a'nın akış kaynaması sırasında ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için yeni bir eşitlik türetilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Mikrokanal, kaynama, ısı taşınım katsayısı, duvar ısı akısı, ısı transferi artırımı





**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE BOILING OF R134A FLOWING  
THROUGH MICROCHANNEL HEAT SINKS**

Cansu ÖZMAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

The present study reports on an experimental evaluation of flow boiling of R134a inside a microchannel heat sink. The copper test section consisted of 27 parallel rectangular channels with 0,470 mm depth, 0,382 mm width, 0,416 mm fin thickness and 40 mm length. The experiments were performed at saturation temperatures of 18 °C, 23 °C, and 28 °C, mass fluxes of 800 kg/m<sup>2</sup>s, 1000 kg/m<sup>2</sup>s and 1200 kg/m<sup>2</sup>s and constant vapor quality at the heat sink inlet at 0,05. The wall heat flux was increased from 50 kW/m<sup>2</sup> until reaching critical heat flux and, maximum 460 kW/m<sup>2</sup> was reached.

With the collected data from the experiments, the effects of mass flow, heat flow, and saturation temperature and vapor quality on the convective heat transfer coefficient are emphasized and the reasons are discussed. At low vapor quality, heat flux plays a major role in increasing the convective heat transfer coefficient, while the effect of mass flux is negligible. With the rising heat flux, convective boiling begins to control the heat transfer mechanism and, the convective heat transfer coefficient increases with rising vapor quality and mass flux, until a dry-out point. In all conditions, high convective heat transfer coefficient is obtained for increased saturation temperature. In open literature, the correlation generated by Mortada et al. for convective heat transfer coefficient is the one that makes the most accurate prediction for the current study.

Based on the experimental results, a correlation is generated to calculate the convective heat transfer coefficient for R134a flow boiling inside the microchannel at high mass and heat flux.

**Keywords:** Microchannel, boiling, convective heat transfer coefficient, wall heat flux, heat transfer enhancement



### GİRİŞ

Mikrokanalların soğutma uygulamalarında kullanılma düşüncesi yaklaşık otuz yıl önce ortaya çıkmış olsa da günümüzde hala popülerliğini korumaktadır. Mikrokanallı ısı alıcılarında soğutma, soğutulmak istenen ortam ile soğutucu akışkan arasında zorlanmış taşınım ile ısı transferi gerçekleştirilerek yapılmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan ısı alıcısı üzerinde bulunan mikron seviyede boyutlara sahip kanallardan ya da mikron boyutlarında çapa sahip boruların içinden geçerken ısıyı çevre ortamından çekmektedir. Akışın gerçekleştiği kanal boyutlarının küçüklüğü nedeniyle, bu tür sistemlerdeki akış ve ısı transferi karakteristiklerinin geleneksel tipteki sistemlerden farklı olup olmadığı araştırmacılar tarafından sorgulanan başlıca konulardan biridir. Mikrokanallardaki akış üzerine yapılan araştırmalardan elde edilen veriler devamlı olarak geleneksel boyutlardaki kanallar ya da borulardaki akış ve ısı transferiyle karşılaştırılmıştır. Aradaki fark ortaya çıkartılarak mikrokanallarda gerçekleşen akışlar için kullanılabilecek nümerik yöntemler türetmek ve mikrokanalları daha verimli kullanabilmek için tasarımlar geliştirmek amaçlanmıştır. Klasik modelleme yöntemleri son zamanlardaki teorik çalışmaların bir kısmında kullanılmakta olsa da mikro boyutlardaki kanallarda akış için yeni modelleme teknikleri üzerine çalışmalar hala sürdürülmektedir. Geliştirilen modelleme tekniklerinin gerçek sonuçlarla uygunluğunun kontrol edilmesi gerekliliğinden dolayı, bu alanda deneysel veriler önemini korumaktadır.

Mikrokanallar ile ilgili süregelen çalışmalar ve teknolojinin ilerlemesiyle birlikte, bu alanda yeni araştırma yöntemleri geliştirilmeye başlanmıştır. Günümüzde hala devam etmekte olan teorik ve deneysel çalışmaların yanı sıra mikrokanal içindeki akışın ve ısı transferinin incelenmesi adına bilgisayar destekli hesaplama teknikleri ile yapılan

çalışmalar yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu yöntemler deneysel çalışmalarla kıyaslandığı zaman kolay ve hızlı sonuç alabilmenin yanı sıra, mikrokanal içindeki akışın ve ısı transferinin daha detaylı ve yerel olarak incelenebilmesine olanak sağlamaktadır. Her ne kadar avantajı bulunsa da, bu çalışmalardan elde edilen sonuçların deneysel çalışmalarla karşılaştırılıp doğrulamasının yapılması gerekmektedir. Bu durum mikrokanallarla ilgili deneysel çalışmaların önemini bir kez daha ortaya çıkarmaktadır.

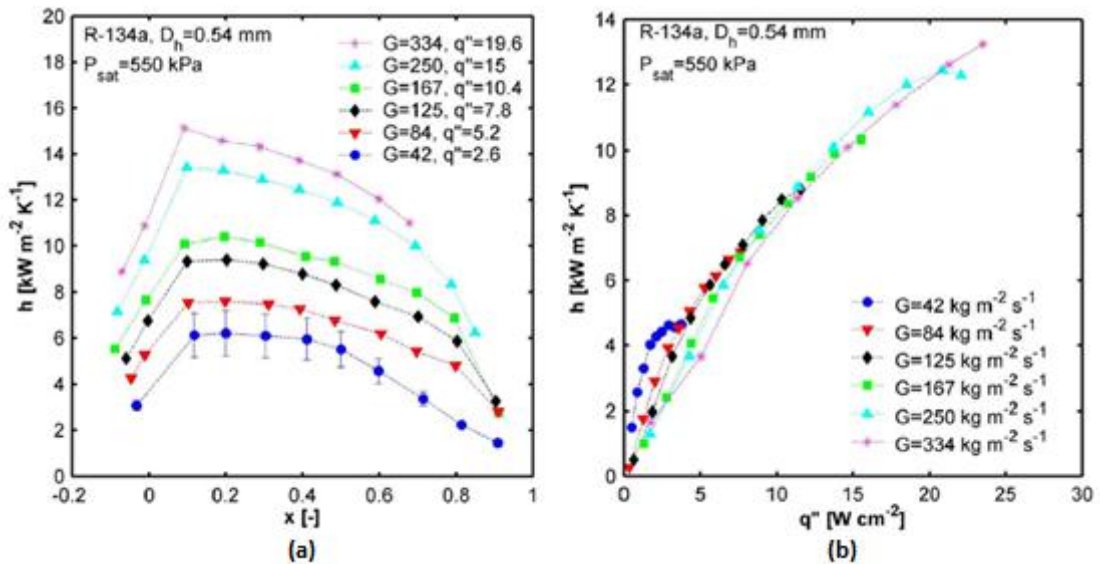
Mikrokanallı soğutma sistemleriyle yapılan araştırmalar çoğunlukla akışkanın sistemde tek fazda dolaştığı durum üzerinedir. Ancak, özellikle son yıllarda akış kaynaması araştırmacılar tarafından incelenmeye başlanmıştır. Akış kaynamasında akışkanın kuruluk derecesi, ısı akısı, kütle akısı, akış rejimi, doyma sıcaklığı gibi bir çok parametre bulunmaktadır. Bu parametreler nedeniyle akış kaynamasında ısı transferinin hesaplanması tek fazlı akışa göre çok daha karmaşıktır. Ayrıca akış sırasındaki belirsizlikler nedeniyle ısı transfer karakteristiğinin anlaşılmasında zorluklar ortaya çıkmaktadır. Bu karmaşıklığa rağmen akış kaynamasında yönelimin nedeni, kaynama nedeniyle artan ısı taşınım katsayısı sayesinde yükselen ısı transfer hızıdır. Bu nedenle akış kaynamasının tam olarak anlaşılabilmesi için çalışmalar artarak devam etmektedir.

Bahsedilen dezavantajlarına rağmen, mikrokanallı ısı alıcılar, birim hacim başına çok yüksek miktarda ısıyı sistemden uzaklaştırabilme yeteneklerinden dolayı özellikle savunma sanayi ve havacılık endüstrisinde kullanılan yüksek performanslı elektronik cihazların soğutulmasında yaygın uygulama alanına sahiplerdir [1]. Geleneksel ısı değiştiriciler ile karşılaştırıldığında mikrokanallar, gerek boyutlarının küçüklüğü ve ağırlığının azlığı gerek ise az miktarda akışkan ve daha az pompa gücü gereksinimi gibi çeşitli avantajlara sahiplerdir.

## **1.1 Literatür Özeti**

Yapılan geniş literatür araştırması sonucunda, sunulmakta olan deneysel çalışmayla benzer noktaları incelemiş çalışmalar bu kısımda detaylı olarak açıklanmaktadır. Burada yer verilen çalışmalar, özellikle son yıllarda gerçekleştirilmiş olup mikrokanallı ısı alıcılarında akış kaynamasını incelemektedirler. Detaylı incelemede, mevcut çalışmada da araştırılmış olan kütle akısı, ısı akısı ve akışkanın doyma sıcaklığı vb. parametrelerin ısı transferine olan etkileri üzerinde durulmaktadır.

Bertsch vd. [2,3] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda 1,09 mm ile 0,54 mm aralığında hidrolik çaplara sahip farklı mikrokanallı ısı alıcıları kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak seçilen R134a ve R245fa'nın akış kaynaması sırasındaki ısı transferi karakteristiği incelenmiş ve ısı taşınım katsayısına etki eden faktörler araştırılmıştır. Mikrokanalların girişinde akışkanların doyma sıcaklıkları 8 °C ile 30 °C arasında farklı değerlerde sabit tutularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Doyma sıcaklığının sabit tutulduğu her koşulda kütle akısı en fazla 334 kg/m<sup>2</sup>s değerine yükseltilip ısı alıcısına yaklaşık olarak en fazla 22 W/cm<sup>2</sup> ısı akısı verilmiştir. Sonuçlara bakıldığında, ısı taşınım katsayısının akışkanın kuruluk derecesi ve ısı akısından ciddi şekilde etkilendiği görülmektedir (Şekil 1.1). Bunun yanında, akışkanın doyma sıcaklığının ve kütle akısının ısı transferi katsayısına etkisinin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu raporlanmıştır.



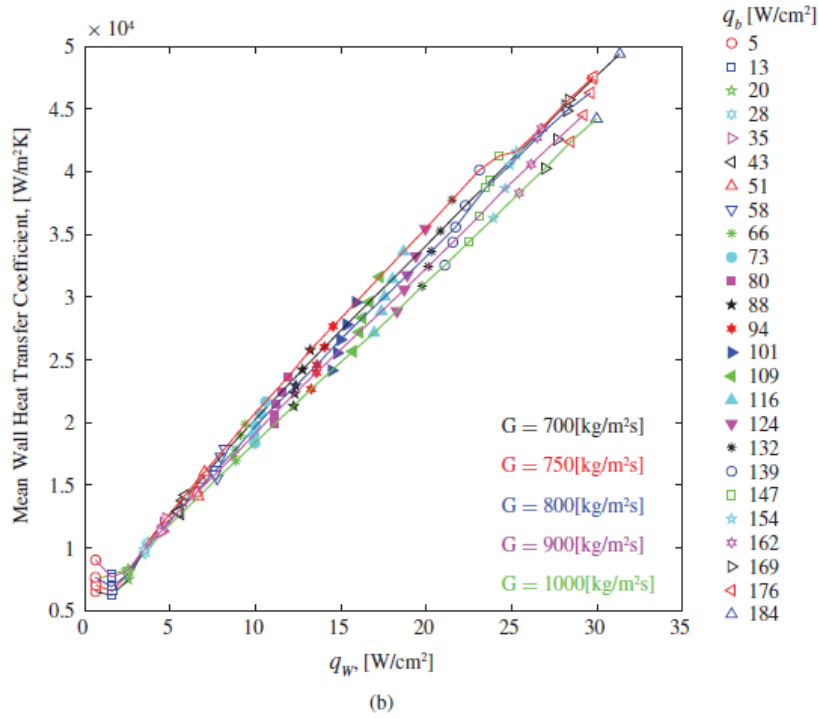
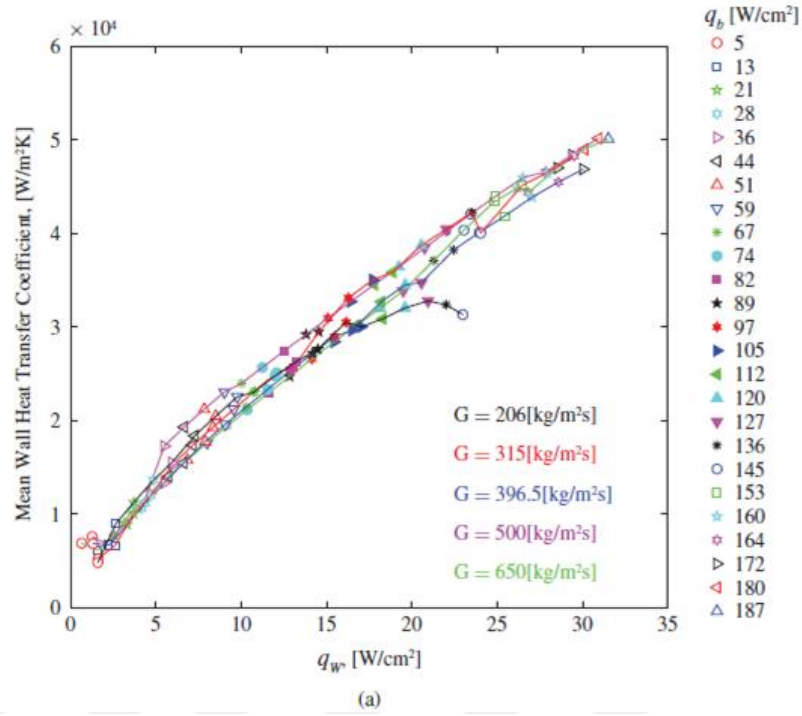
Şekil 1.1 Farklı ısı akılarında (a) kuruluk derecesinin ve (b) kütle akısının ısı taşınım katsayısına etkisi [3]

Consolini ve Thome [4] çalışmalarında R134a, R236fa ve R245fa olmak üzere üç farklı soğutucu akışkan kullanmışlardır. Her akışkan akış kaynaması sırasında aynı sabit çalışma koşullarında değerlendirilmiş olup, deneyler sonucunda ısı transfer karakteristikleri ve ısı transferini etkileyen parametreler incelenmiştir. Sistemlerinde çapları 0,570 mm ve 0,790 mm olan dairesel mikrokanallar kullanılmıştır. Soğutucu akışkanların kütleli akıları 200 kg/m<sup>2</sup>s ile 300 kg/m<sup>2</sup>s aralığında çeşitli değerlerde sabit tutularak kanallara verilen ısı akısı en fazla 200 kW/m<sup>2</sup>'ye kadar çıkartılmıştır. Elde

edilen sonuçlar incelendiğinde, kuruluk derecesinin düşük olduğu şartlarda ısı taşınım katsayısının yüksek oranda ısı akısı ve akışkan özelliklerinin değişimden etkilendiği görülmektedir. Bu kısımda diğer parametrelerin ısı taşınım katsayısı üzerinde fazla bir etkisinin olmadığı belirtilmektedir. Kuruluk derecesi belirli bir eşik değerini geçtikten sonra, parametrelerin ısı taşınım katsayısına olan etkilerinin değiştiği görülmüştür. Bu bölgede, akışkan çeşidi fark etmeksizin, kuruluk derecesi artışının ısı taşınım katsayısının yükselişinde önemli rol oynamaya başladığı raporlanmaktadır.

Madhour vd. [5] yaptıkları çalışmada, gerçek uygulamalarda karşılaşılabilecek sonuçları yansıtması amacıyla CPU boyutlarında, üzerinde 0,100 mm genişliğe ve 0,680 mm yüksekliğe sahip kanallar bulunan bir mikrokanallı ısı alıcısı tasarlayıp, deney düzeneklerinde kullanmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Tüm koşullarda, mikrokanal girişinde akışkan 63 °C doyma sıcaklığında tutulmuş ve akışkanın ısı taşınım katsayısındaki değişim incelenmiştir. Akışkanın kütle akısı 206 kg/m<sup>2</sup>s ile 1000 kg/m<sup>2</sup>s aralığında değiştirilirken, ısı akısı en yüksek 89 W/cm<sup>2</sup> değerine kadar çıkartılmıştır. Isı taşınım katsayısının değişimine bakıldığında, ısı akısının yükselişinin birinci dereceden artırıcı etki yarattığı raporlanmaktadır. Kütle akısının artışıyla ısı taşınım katsayısı bir miktar yükselse de, bu parametrenin etkisinin neredeyse ihmal edilebilecek düzeyde olduğu belirtilmektedir (Şekil 1.2).

Mortada vd. [6] tarafından R134a ile son yıllarda bu akışkana alternatif olarak sunulan R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada iki akışkanın ısı transferi karakteristikleri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Her iki soğutucu akışkan, altı adet 1,1 mm hidrolik çapında kanalları bulunan mikrokanallı ısı alıcısında test edilmiş, yerel ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Deneyler sırasında kütle akısı 20 kg/m<sup>2</sup>s ile 100 kg/m<sup>2</sup>s aralığında tutulmuştur. Kütle akısının sabit tutulduğu çeşitli değerlerde, ısı akısı 2 kW/m<sup>2</sup>'den başlayıp kritik ısı akısına ulaşıldığı 15 kW/m<sup>2</sup> değerine kadar yükseltilmiştir. Sonuçlara bakıldığında, yerel ısı taşınım katsayısını etkileyen ana parametrelerin akışkanın kuruluk derecesi ve kütle akısı olduğu görülmektedir. Kritik ısı akısının ise artan kütle akısına bağlı olarak artış gösterdiği rapor edilmiştir.

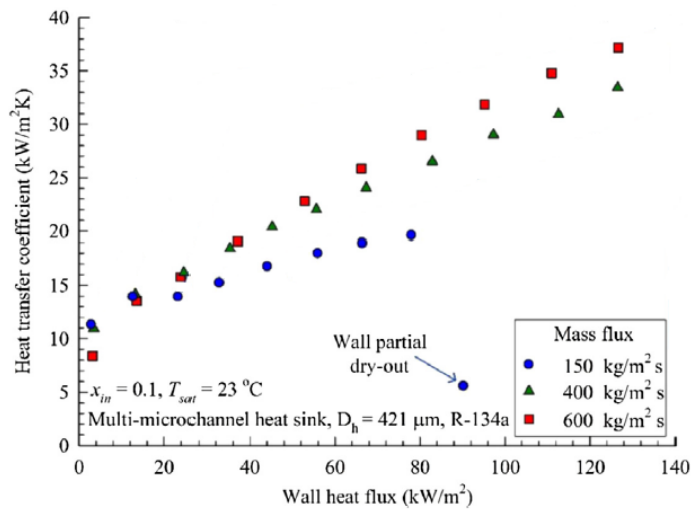


Şekil 1.2 Isı taşınım katsayısının (a) düşük ve (b) yüksek kütle akılarında ısı akısına bağlı olarak değişimi [5]

Nacsimento vd. [7] yayınladıkları deneysel çalışmalarını 0,1 mm genişlik ve 0,5 mm yüksekliğinde 50 adet kanala sahip mikrokanallı ısı alıcısı üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiş ve akış kaynamasında soğutucu akışkanın ısı transfer karakteristiği incelenmiştir. Deneyler sırasında kütle akısı  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ile  $1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığında tutulmuştur ve ısı alıcısına verilen ısı akısı  $310 \text{ kW/m}^2$  değerine kadar

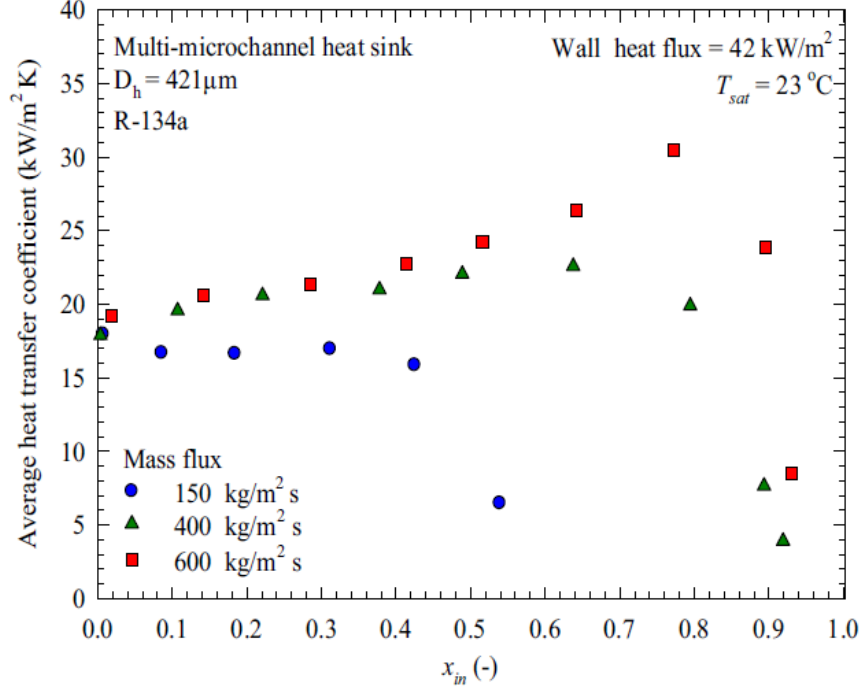
yükseltilmiştir. Tüm çalışma koşullarında soğutucu akışkanın doyma sıcaklığı mikrokanallar çıkışında 25 °C olacak şekilde ayarlanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, kuruluk derecesinin sabit tutulması durumunda ısı taşınım katsayısının yükselişi ile kütle akısının artışının doğru orantılı olduğu görülmektedir. Ayrıca, ısı akısındaki artışın da ısı taşınım katsayısı üzerinde artırıcı etkiye sahip olduğu belirtilmiştir.

Burada sunulmakta olan çalışma, Thiangtham vd. [8] tarafından gerçekleştirilen çalışmanın devamı niteliğindedir. Thiangtham vd. [8] R134a akışkanının akış kaynaması sırasında ısı transferi karakteristiğini ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Deneylerde kullanılan ısı alıcı, 0,470 mm hidrolik çapa sahip olup mevcut çalışmada kullanılan mikrokanallı ısı alıcısı ile aynıdır. Sunulan çalışmadan farklı olarak, daha düşük kütle akısı ve kısmen dar ısı akısı aralığında deneyler yapılmıştır. Diğer bir deney parametresi olan akışkanın doyma sıcaklığı, ısı alıcısının giriş ve çıkışında ölçülerek ortalaması hesaplanmıştır. Ortalama doyma sıcaklığı, deneyler sırasında 13 °C, 18 °C ve 23 °C’de sabit tutulmuştur. Kütle akısı 150 kg/m<sup>2</sup>s ile 600 kg/m<sup>2</sup>s aralığında değiştirilmiştir. Kritik ısı akısına ulaşmamak adına ısı akısı 3 kW/m<sup>2</sup> ile 127 kW/m<sup>2</sup> aralığında tutulmuştur. Isı akısının göreceli olarak yüksek tutulduğu deney sonuçlarında, soğutucu akışkanın ortalama doyma sıcaklığı, kütle akısı ve kuruluk derecesinin yükseltilmesinin ısı taşınım katsayısının artmasını sağladığı görülmektedir (Şekil 1.3). Sisteme verilen ısı akısının düşük olduğu durumlarda ise ısı taşınım katsayısının artışının ısı akısına bağlı olduğu rapor edilmektedir. Ayrıca Şekil 1.4’te görüldüğü gibi artan kuruluk derecesiyle kuruma başladıktan sonra ısı taşınım katsayısının düştüğü tespit edilmiştir.



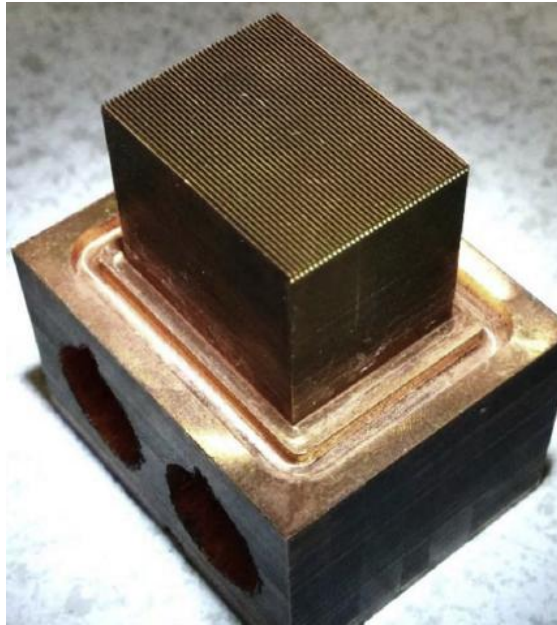
Şekil 1.3 Isı taşınım katsayısının duvar ısı akısına bağlı değişimi [8]





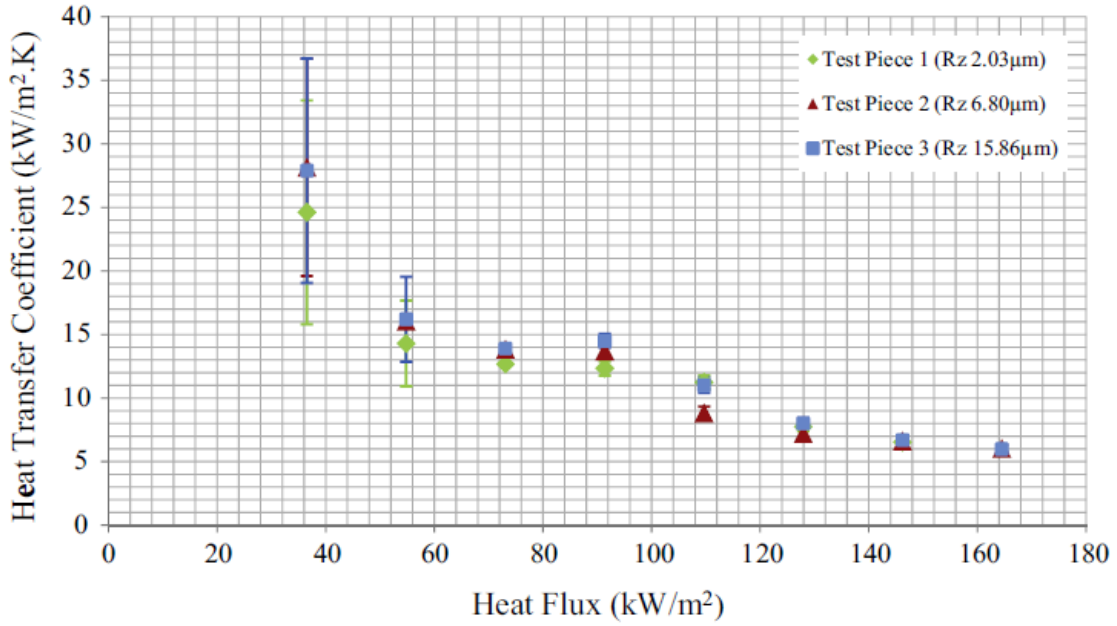
Şekil 1.4 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi [8]

Jafari vd. [9], burada sunulan çalışmaya benzer şekilde, geniş parametre aralıklarında deneysel bir çalışma yürütmüştür. Deneyler sırasında kütle akısı  $85 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  ile  $200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  aralığında tutulmuştur. Isı akısı, film kaynamasını önlemek adına en fazla  $48 \text{ W/cm}^2$  değerine kadar yükseltilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı sistemde bulunan mikrokanallı ısı alıcısındaki (Şekil 1.5) kanal genişliği  $0,250 \text{ mm}$  ve



Şekil 1.5 Jafari vd. [9] tarafından gerçekleştirilen çalışmada kullanılan mikrokanallı ısı alıcısı

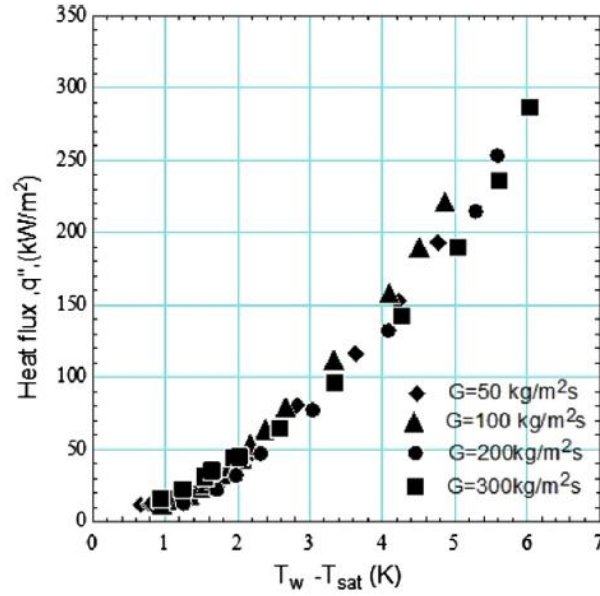
yüksekliği 0,700 mm'dir. Raporlanan sonuçlarda, nispeten yüksek kütle akısında, diğer çalışmalara benzer olarak ısı akısının artışı, ısı taşınım katsayısını yükseltmektedir. Ancak düşük kütle akısında alınan verilerde, ısı taşınım katsayısında ısı akısının artışıyla beklenmedik bir düşüş gerçekleşmiştir (Şekil 1.6). Akışkanın kuruluk derecesi belirli bir eşik noktasını geçtikten sonra, beklenildiği gibi ısı akısının artışının ısı taşınım katsayısında düşüşe neden olduğu raporlanmıştır.



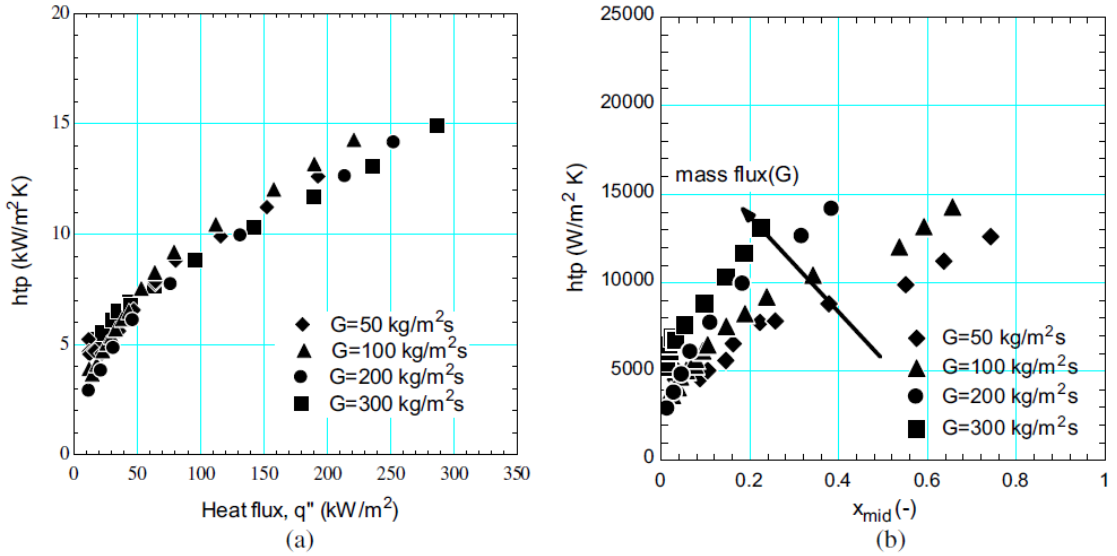
Şekil 1.6 Farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip ısı alıcılarında 200 kg/ms kütle akısı ve 0,8 giriş kuruluk derecesi koşullarında ısı akısının ısı taşınım katsayısına olan etkisi [9]

Mevcut çalışmaya en benzer kanal geometrisine sahip ısı alıcısının kullanıldığı çalışma Fayyadh vd. [10] tarafından yürütülmüştür. Deneylerinde kullandıkları mikrokanallı ısı alıcısı üzerinde 0,420 mm hidrolik çapa sahip 25 adet paralel mikrokanal bulunmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmış olup, tüm koşullarda sistem basıncı 6,5 bar'da sabit tutulmuştur, dolayısıyla akışkanın mikrokanal girişindeki doyma sıcaklığı sürekli olarak sabit kalmıştır. Isı taşınım katsayısını ve karakteristiğini belirlemek için yapılan deneylerde kütle akısı 50 kg/m<sup>2</sup>s ile 300 kg/m<sup>2</sup>s arasında değiştirilmiştir. Kütle akısının sabit tutulduğu her şartta, sisteme verilen ısı akısı 11,46 kW/m<sup>2</sup> değerinden 403,1 kW/m<sup>2</sup>'ye kadar yükseltilmiştir. Akışkana etki eden ısı akısı ise Şekil 1.7'de gösterilmektedir. Veriler incelendiğinde, ısı taşınım katsayısının değişiminde ana etkenin ısı akısı olduğu görülmektedir. Ayrıca akışkanın kuruluk

derecesinin etkisinin, kütle akısına bağlı olarak dolaylı yoldan ısı taşınım katsayısını etkilediği raporlanmıştır (Şekil 1.8).



Şekil 1.7 Mikrokanailli ısı alıcısının orta noktasından alınan verilere göre R134a akışkanı için Fayyadh vd. [10] tarafından rapor edilen kaynama eğrileri



Şekil 1.8 Farklı kütle akılarında ısı taşınım katsayısının (a) ısı akısı ve (b) kuruluk derecesine göre değişimi [10]

Zhang vd. tarafından yayınlanan mikrokanailli ısı alıcılarında akış kaynaması üzerine birçok değerli deneysel ve nümerik çalışma bulunmaktadır. Tümünün arasında farklı olan, son yıllarda gerçekleştirmiş oldukları çalışmada daha yüksek ısıları sistemden uzaklaştırabilmenin yollarını araştırmışlardır ve yaygın olarak kullanılan mikrokanailli ısı alıcılarının kullanıldığı farklı iki tasarım önermişlerdir [11]. Hidrolik çapları 0,5 mm olan

21 kanallı iki adet mikrokanallı ısı alıcısı birbirine seri ve paralel bağlanarak iki farklı ısı alıcısı ortaya çıkarılmıştır. Her iki ısı alıcısında da soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmış ve aynı şartlarda deneyler gerçekleştirilip akışkanın ısı transfer karakteristiği incelenmiştir. Çalışma sonucunda paralel bağlantılı mikrokanallı ısı alıcıları için oluşturulan matematik modelin doğruluğu raporlanmıştır. Isı alıcılarının birbirilerine olan etkisi ise ilerideki araştırmalara bırakılmıştır. Mikrokanalın genişlik ve derinliğinin ısı alıcılarının ısı transfer performansı üzerindeki etkisinin çok yüksek olduğu bildirilmiştir ve gelecek çalışmalarda üzerinde durulması gereken bir konu olduğu belirtilmiştir. Ayrıca bu çalışmada önerilen sistemin kompakt yapısı, maliyetinin yüksek olmaması ve bakım kolaylığı nedeniyle pratik mühendislik uygulamalarına referans olabilecek bir sistem olarak değerlendirilmiştir.

Lee ve Mudawar [12] tarafından gerçekleştirilmiş çalışmada 0,35 mm hidrolik çapa sahip mikrokanallı ısı alıcı kullanılmıştır ve akış kaynaması durumunda R134a akışkanının ısı transfer özellikleri araştırılmıştır. Deneyler sırasında soğutucu akışkanın kütle akışı  $127 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ile  $654 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığında değiştirilmiştir. Sisteme verilen ısı akışı oldukça geniş bir aralıkta tutulmuş olup,  $159 \text{ kW/m}^2$  değerinden başlayıp  $938 \text{ kW/m}^2$  değerine kadar yükseltilmiştir. Çalışmadaki önemli noktalardan biri deneyler sırasında akışkanın kuruluk derecesinin ( $x$ ) hassas olarak kontrol edilmesi ve akış karakteristiklerinin buna göre yorumlanmasıdır. Soğutucu akışkanın ısı transfer karakteristiğinin yorumlanması, kuruluk derecesinin üç farklı aralığına göre ayrı ayrı yapılmıştır. Bu aralıklar  $x < 0,05$ ,  $0,05 < x < 0,55$  ve  $x > 0,55$  olup, her aralık için akışkanın ortalama ısı transfer hızını hesaplayan ayrı eşitlikler geliştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, ısı taşınım katsayısının değişimi, diğer çalışmalar ile benzer eğilimler göstermektedir. Orta seviye kuruluk derecesinde, ısı taşınım katsayısı üzerinde kaynama numarası ve Weber numarasının etkilerinin göz ardı edilmemesi gerektiği özellikle belirtilmektedir.

Yukarıda özellikle son yıllarda yayınlanmış ve kabul gören araştırmalara yer verilmiştir. Ancak önceden bahsedildiği gibi, mikrokanallar üzerine geçmiş yıllarda yapılan çok değerli çalışmalar bulunmaktadır. Literatür araştırmasının sonucu olarak, yukarıda detaylandırılmış çalışmalar da dahil olmak üzere incelenmiş olan tüm [2 – 36] Çizelge 1.1'de verilmektedir.

Çizelge 1.1 Literatürdeki mikrokanallarda akış kaynaması üzerine yapılmış çalışmalar

| Yazarlar               | Kanal geometrisi<br>[mm]          | Soğutucu akışkan      | Çalışma koşulları                                       |                           |                            |              |
|------------------------|-----------------------------------|-----------------------|---|---------------------------|----------------------------|--------------|
|                        |                                   |                       | $P_{doy}$ [bar] / $T_{doy}$ [°C]<br>$Pr$ [-] / $Re$ [-] | $G$ [kg/m <sup>2</sup> s] | $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ] | $x$ [-]      |
| Bertsch vd. [2]        | $D_h$ : 1,09 Dörtgen kesit        | R134a                 | $P_{doy}$ : 4 – 7,5                                     | 20,3 - 81                 | 0 – 200                    | (-0,2) – 0,9 |
| Bertsch vd. [3]        | $D_h$ : 0,54 – 1,09 Dörtgen kesit | R134a, R245fa         | $T_{doy}$ : 8 - 30                                      | 42 - 334                  | 0 – 220                    | (-0,2) – 0,9 |
| Consolini ve Thome [4] | $D_h$ : 0,51 – 0,79 Dairesel      | R134a, R236fa, R245fa | -   | 300 - 2000                | 0 – 200                    | -            |
| Madhour vd. [5]        | 0,1 x 0,68 Dörtgen kesit          | R134a                 | $T_{doy}$ : 63  | 206 - 1000                | 2,57 - 189                 | -            |
| Mortada vd. [6]        | $D_h$ : 1,1 Dörtgen kesit         | R134a, R1234yf        | -   | 20 - 100                  | 2 – 15                     | 0 – 1        |
| Nascimento vd. [7]     | 0,1 x 0,5 Dörtgen kesit           | R134a                 | $T_{doy}$ : 25  | 400 - 1500                | 0 – 310                    | -            |
| Thiangtham vd. [8]     | $D_h$ : 0,421 Dörtgen kesit       | R134a                 | $T_{doy}$ : 13 – 23                                     | 150 - 600                 | 3 – 126                    | 0,05 – 0,93  |
| Jafari vd. [9]         | 0,7 x 0,25 Dörtgen kesit          | R134a                 | $T_{doy}$ : 10  | 85 - 200                  | 0 – 250                    | 0,3 – 0,8    |
| Fayyadh vd. [10]       | $D_h$ : 0,420 Dörtgen kesit       | R134a                 | $P_{doy}$ : 6,5   | 50 - 300                  | 11,46 – 403,1              | -            |
| Zhang vd. [11]         | $D_h$ : 0,5 Dörtgen kesit         | R134a                 | -   | -                         | 19,8 – 69,1                | -            |

Çizelge 1.1 Literatürdeki mikrokanallarda akış kaynaması üzerine yapılmış çalışmalar (Devamı)

| Yazarlar                     | Kanal geometrisi<br>[mm]                         | Soğutucu akışkan                        | Çalışma koşulları                                       |                           |                            |             |
|------------------------------|--|---|---|---------------------------|----------------------------|-------------|
|                              |  |   | $P_{doy}$ [bar] / $T_{doy}$ [°C]<br>$Pr$ [-] / $Re$ [-] | $G$ [kg/m <sup>2</sup> s] | $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ] | $x$ [-]     |
| Lee ve Mudawar [12]          | $D_h$ : 0,35 Dörtgen kesit                       | R134a                                   | -   | 127 - 654                 | 159 – 938                  | 0,26 – 0,87 |
| Fang [13]                    | $D_h$ : 0,19 - 8<br>Dörtgen kesit ve dairesel    | R134a                                   | $P_{doy}$ : 3 – 13                                      | 42 - 1500                 | 1 – 165                    | 0 - 1       |
| Agostini ve Bontemps<br>[14] | $D_h$ : 2,01<br>Dörtgen kesit                    | R134a                                   | $P_{doy}$ : 4,05 – 6,08                                 | 90 - 295                  | 6 – 31,6                   | 0,01 – 0,85 |
| Hamdar vd. [15]              | $D_h$ : 1 Dörtgen kesit                          | HFC-152a                                | $P_{doy}$ : 6   | 200 - 600                 | 10 – 60                    | -           |
| Yun vd. [16]                 | $D_h$ : 1,36 – 1,44<br>Dörtgen kesit             | R410a                                   | $T_{doy}$ : 0,5 - 10                                    | 200 - 400                 | 0 – 5,99                   | -           |
| Warrier vd. [17]             | $D_h$ : 0,57 Dairesel                            | FC-84                                   | $T_{doy}$ : 16 - 60                                     | 557 - 1600                | 0 – 5,99                   | -           |
| Bertsch vd. [18]             | $D_h$ : 0,16 – 2,92<br>Dörtgen kesit ve dairesel | R134a ile birlikte<br>11 farklı akışkan | $T_{doy}$ : -194 – 97                                   | 20 – 3000                 | 4 – 1150                   | -           |
| Sun ve Mishima [19]          | $D_h$ : 0,21 – 6,05 Dörtgen<br>kesit ve dairesel | R134a ile birlikte<br>10 farklı akışkan | -   | 44 – 1500                 | 5 – 109                    | -           |

Çizelge 1.1 Literatürdeki mikrokanallarda akış kaynaması üzerine yapılmış çalışmalar (Devamı)

| Yazarlar                              | Kanal geometrisi<br>[mm]                        | Soğutucu akışkan                                 | Çalışma koşulları                                       |                           |                            |             |
|---------------------------------------|---|--|---|---------------------------|----------------------------|-------------|
|                                       |   |  | $P_{doy}$ [bar] / $T_{doy}$ [°C]<br>$Pr$ [-] / $Re$ [-] | $G$ [kg/m <sup>2</sup> s] | $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ] | $x$ [-]     |
| Tran vd. [20]                         | $D_h$ : 2,4 – 2,92<br>Dörtgen kesit ve dairesel | R12, R113  | -   | 44 - 832                  | 3,66 – 129                 | 0,2 – 0,8   |
| Kim ve Mudawar [21]                   | $D_h$ : 0,19 – 6,5 Dörtgen<br>kesit ve dairesel | R134a ile birlikte<br>diğer 17 farklı<br>akışkan | $Pr$ : 0,005 – 0,69<br>$Re$ : 57 - 49820                | 19 - 1608                 | -                          | 0 - 1       |
| Mahmoud ve<br>Karayiannis [22]        | $D_h$ : 0,52 – 1,1 Dairesel                     | R134a  | $P_{doy}$ : 6 - 10                                      | 100 - 500                 | -                          | -           |
| Kanizawa vd. [23]                     | $D_h$ : 0,38 – 2,6 Dairesel                     | R134a, R245fa,<br>R600                           | $T_{doy}$ : 21,5 – 58,3                                 | 49 - 2200                 | 5 – 185                    | 0,01 – 0,93 |
| Oh ve Son [24]                        | $D_h$ : 3,36 Dairesel                           | R134a, R22                                       | $P_{doy}$ : 3,5   | 200 - 300                 | 20 – 30                    | 0,06 – 0,96 |
| Sempértégui-Tapia ve<br>Ribatski [25] | $D_h$ : 1,1 Dairesel                            | R134a, R1234yf,<br>R1234ze, R600                 | $T_{doy}$ : 31 – 41                                     | 200 - 800                 | 15 - 145                   | 0,05 – 0,95 |
| Xu vd. [26]                           | $D_h$ : 1,002 – 4,065<br>Dairesel               | R134a  | $P_{doy}$ : 5,78 – 8,2                                  | 185 - 935                 | 18 – 35,5                  | 0,03 - 1    |
| Anwar vd. [27]                        | $D_h$ : 1,6 Dairesel                            | R134a, R1234yf                                   | $T_{doy}$ : 27 - 32                                     | 100 - 500                 | 5 - 130                    | -           |

Çizelge 1.1 Literatürdeki mikrokanallarda akış kaynaması üzerine yapılmış çalışmalar (Devamı)

| Yazarlar              | Kanal geometrisi<br>[mm]                        | Soğutucu akışkan                                | Çalışma koşulları                                       |                           |                            |            |
|-----------------------|---|---|---|---------------------------|----------------------------|------------|
|                       |   |   | $P_{doy}$ [bar] / $T_{doy}$ [°C]<br>$Pr$ [-] / $Re$ [-] | $G$ [kg/m <sup>2</sup> s] | $q''$ [kW/m <sup>2</sup> ] | $x$ [-]    |
| In ve Jeong [28]      | $D_h$ : 0,19 Dairesel                           | R134a, R123                                     | $T_{doy}$ : 35,5 - 43                                   | 314 - 470                 | 10 - 20                    | 0,2 – 0,85 |
| Ong ve Thome [29]     | $D_h$ : 1,03 Dairesel                           | R134a, R236fa,<br>R245fa                        | $T_{doy}$ : 29 - 33                                     | 200 - 1600                | 2,3 - 250                  | 0 – 1      |
| Saitoh vd. [30]       | $D_h$ : 0,51 – 3,1 Dairesel                     | R134a   | $T_{doy}$ : 5 - 15                                      | 150 - 450                 | 5 - 39                     | 0 – 0,2    |
| Ducoulombier vd. [31] | $D_h$ : 0,529 Dairesel                          | CO2   | -   | 200 - 1400                | -                          | -          |
| Li ve Wu [32, 33]     | $D_h$ : 0,16 – 3,1 Dörtgen<br>kesit ve dairesel | R134a, water,<br>R123, R236fa,<br>ethanol, CO2, | $Re_l < 2000$   | 0 - 1500                  | -                          | 0,1 - 1    |
| Zhang vd. [34]        | $D_h$ : 0,78 – 6 Dörtgen<br>kesit ve dairesel   | Su  | $P_{doy}$ : 1,01 – 8,66                                 | 23,4 -<br>2939            | 2,95 - 2511                | -          |
| Kew ve Cornwell [35]  | $D_h$ : 1,39 – 3,69 Dairesel                    | R141b   | -   | 188 - 1480                | 9,7 - 90                   | 0 – 0,95   |
| Lazarek ve Black [36] | $D_h$ : 3,1 Dairesel                            | R113  | $P_{doy}$ : 1,3 – 4,1                                   | 125 - 750                 | 14 - 380                   | -          |



## 1.2 Tezin Amacı

Günümüzde sürekli gelişen teknoloji ile paralel olarak yeni teknoloji ürünlerinin karmaşıklığı da artmaktadır. Karmaşıklık ve kompakt tasarımların giderek gelişmesi, bu cihazların yüksek verimlerde çalışmasını sağlamak için gereken soğutma yükünün artmasını beraberinde getirmektedir. Elektronik soğutmanın yanı sıra, küçük alanlarda soğutma yükünün yüksek olduğu başka sistemler de mevcuttur. Mikrokanallar, bu yükü karşılamada umut vericidir. Mikrokanallı ısı alıcıları ve ısı değiştiricileri, küçük alanlardan yüksek miktarda ısıyı uzaklaştırmak için sektörde hali hazırda kullanılmaktadır.

Soğutma uygulamalarında mikrokanal içerisinde akan soğutucu akışkan tek fazda ya da iki fazda kullanılabilir. Mevcut çalışmada, kullanılan sistemdeki soğutucu akışkan R134a, mikrokanala girmeden önce kaynatılmaktadır ve akışkan kanallardan kaynama sırasında geçmektedir. Akış kaynamasının tercih edilmesinin nedeni, yüksek ısı taşınım katsayılarının elde edilebilmesi, dolayısıyla da ısı alıcısının performansının yükselmesindedir.

Sunulmakta olan çalışmanın amacı, soğutmada yüksek performanslara ulaşabilmek için akış kaynaması sırasında R134a akışkanının ısı taşınım katsayısının deneysel olarak elde edilmesidir. Akışkanın doyma sıcaklığı, kütle akısı ve verilen ısı akısının soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısına olan etkisini görmek amacıyla, bu parametreler değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bir diğer amacı ise literatürde yer alan mevcut bağıntıların kullanılabilirliğinin değerlendirilmesidir. Bu amaç doğrultusunda elde edilen veriler ile var olan bağıntılar karşılaştırılmış ve önerilen eşitliklerin belirli koşullar altında deney sonuçlarını tahmin edebilir olduğu görülmüştür.

## 1.3 Orijinal Katkı

Mikrokanallarda akış sırasında ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine çalışmalar yıllardan beri devam etmektedir. Mikrokanalların boyutlarının geleneksel kanallara göre çok küçüktür ve bu sebeple akış karakteristiklerini etkileyen faktörler değişmektedir. Dolayısıyla, mikrokanallarda gerçekleşen ısı transferini hesaplamada geleneksel

yöntemler kullanılamamaktadır. Literatürde var olan çok sayıdaki çalışmaya rağmen mikrokanallardaki akış kaynaması sırasında ısı transfer karakteristiği üzerine genel bir anlaşmaya varılamamıştır. Akış kaynaması sırasındaki ısı transfer karakteristiğinin anlaşılabilmesi için mevcut çalışmalardan farklı mikrokanal geometrileri, doyma sıcaklıkları, kütle ve ısı akılarında deneyler yapılması gerekmektedir.

Mikrokanallar üzerine yapılan ilk çalışmalar genellikle dairesel kanallar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatür araştırması sonucunda görülmektedir ki, dairesel mikrokanallarda akış kaynamasında ısı transferinin incelenmesi üzerine yapılmış deneysel çalışmalar, dörtgen kesitli kanallardan çok daha fazladır. Dörtgen kesitli mikrokanallı ısı alıcılarında R134a soğutucu akışkanının kaynaması sırasında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ise oldukça azdır. Ayrıca bu çalışmalar genellikle düşük kütle ve ısı akılarında gerçekleştirilmiştir. Sistemdeki ısı transfer mekanizmasını etkileyen bu parametrelerin değişimi ısı taşınım katsayısını belirlemek, matematiksel bir model geliştirmek ya da bağıntı türetmede oldukça büyük bir öneme sahiptir. Literatürdeki bu eksiklik nedeniyle dörtgen kesitli mikrokanallı ısı alıcısı kullanılarak yüksek ısı ve kütle akısında R134a soğutucu akışkanının ısı taşınım katsayısının incelenmesi yapılmıştır. Bu çalışma Thiangtham vd. [8] tarafından gerçekleştirilmiş çalışmanın devamı niteliğindedir. Söz konusu çalışmadan farklı olarak ise yüksek ısı ve kütle akısı koşulları altında deneyler gerçekleştirilmiştir.

---

# ISI TRANSFERİ, AKIŞ KAYNAMASI VE MİKROKANALLI ISI ALICILARININ TEMELLERİ

### 2.1 Isı Transferi ve Isı Transfer Mekanizmaları

Isı, bir sistemden diğerine aktarılan ya da aynı sistemin farklı kısımları arasında birbirine aktarılan enerji olarak tanımlanmaktadır. Ele alınan bir sistemde veya bir kontrol hacminde gerçekleştirilen termodinamik analiz, bu sisteme giren ve çıkan ısı miktarını dikkate almaktadır. Isı transfer bilimi ise bu enerjinin miktarı ve oranıyla ilgilenmektedir.

Isı transferinin gerçekleşebilmesi için ilk koşul sistemler arasında sıcaklık farkı olmasıdır. Doğal ısı transferinde ısı, sıcaklığı yüksek sistemden düşük olana doğru transfer olmaktadır ve sistemlerin sıcaklığı eşitleninceye kadar ısı transferi devam etmektedir. Isı transferi temel olarak iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışınım (radyasyon) olmak üzere üç farklı mekanizma yoluyla gerçekleşmektedir.

#### 2.1.1 İletim

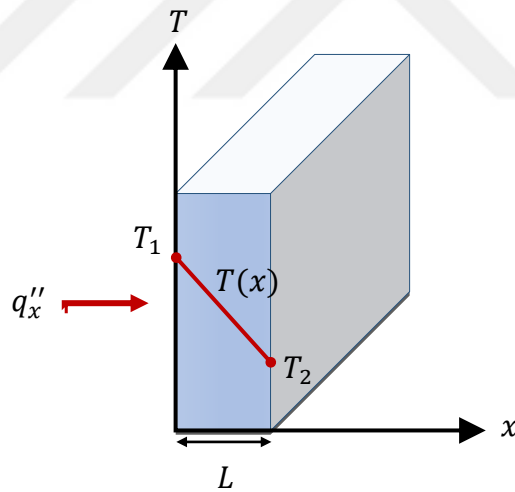
İletim, bir madde içindeki yüksek ve düşük enerjiye sahip moleküller arasında gerçekleşen ısı enerjisinin transferini ifade etmektedir. İletimle ısı transferi maddenin katı, sıvı veya gaz fazında görülmektedir. Sıvı ve gaz fazında, moleküller rastgele hareketleri sırasında birbirine çarparak iletim ile ısı transferini gerçekleştirmektedir. Ancak maddenin katı fazında moleküller sıvı ve gazdaki gibi serbestçe hareket edemezler. Bu nedenle katılarda iletimle ısı transferi, moleküllerin titreşim hareketiyle ve serbest elektronlar tarafından taşınan enerjiye gerçekleşmektedir. Birim alanda

iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferi, maddenin türünden, transferin gerçekleşmesine neden olan sıcaklık farkının büyüklüğünden ve ısı transferinin gerçekleştiği mesafeye bağlıdır.

İletimle ısı transferinin Şekil 2.1’de gösterildiği gibi tek boyutta ve  $T(x)$  sıcaklık dağılımıyla bir duvarda gerçekleştiği düşünüldüğünde, gerçekleşen ısı transferi eşitlik (2.1) ile ifade edilmektedir.

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Bu eşitlik, iletimle ısı transferini ilk olarak tanımlayan bilim adamı J.B. Fourier’den ismini alan ‘Fourier Isı İletim Kanunu’ olarak bilinmektedir.  $q''_x$ ,  $x$  eksenini yönünde birim zamanda birim alandan ısı transfer hızını göstermekte ve yerel ısı akısı olarak da adlandırılmaktadır.  $\frac{dT}{dx}$ ,  $x$  yönündeki sıcaklık gradyanını tanımlamaktadır.  $k$  ise malzemenin ısı iletkenlik katsayısıdır ve malzemenin sıcaklığına, fiziksel ve kimyasal yapısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

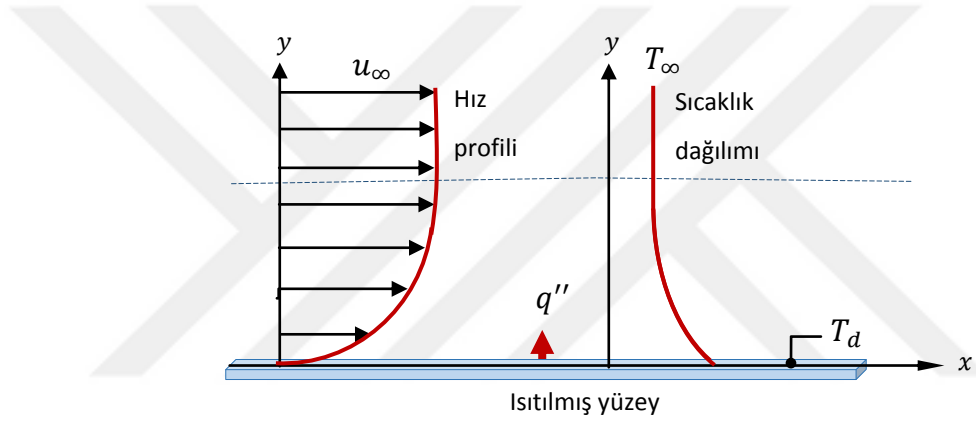


Şekil 2.1 Tek boyutta, duvardan iletim ile ısı transferi

### 2.1.2 Taşınım

Taşınım ile ısı transferi, bir akışkan (sıvı veya gaz) ile katı yüzey arasında gerçekleşen ısı transferidir. Isı transferinin gerçekleşebilmesi için gereken temel kural olan sıcaklık farkı taşınım ile ısı transferinde de geçerlidir. Aralarında sıcaklık farkı olan temas halindeki katı yüzey ile akışkan arasında taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Taşınım ile ısı transferinde detaylandırılması gereken noktalardan biri akışkan ile katı yüzey

arasındaki etkileşimdir. Bu etkileşim sonucunda ortaya hidrodinamik ve termal sınır tabaka çıkmaktadır. Akışkanın hızı, katı yüzeye yaklaştıkça düşmeye başlamakta ve kaymama şartından dolayı yüzeyde akışkanın hızı sıfır kabul edilmektedir. Hız profilinin değişmeye başladığı nokta ile katı yüzey arasındaki bölge hidrodinamik sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Termal sınır tabaka, akışkanın serbest haldeki sıcaklığının değişmeye başladığı yer ile katı yüzey arasında kalan bölgeyi temsil etmektedir. Katı ile temas noktasında akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığına eşit kabul edilmektedir. Sınır tabakalar akışın formunu ve ısı transferinin belirlenmesinde kullanıldığı için büyük önem taşımaktadır. Yönü katı yüzeyden akışkana doğru olan taşınım ile ısı transferi ve sınır tabaka oluşumu Şekil 2.2’de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.2 Katı yüzeyden akışkana doğru taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi

Taşınım, doğal taşınım ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılmaktadır. Doğal ve zorlanmış taşınım arasındaki temel fark ısı transferinin gerçekleştiği akışkanın hareketidir. Doğal taşınımında serbest akışkanın hızı sıfırdır. Akışkan hareketi, sıcaklığı değişen akışkan molekülleri arasında oluşan yoğunluk farkı nedeniyle gerçekleşmektedir. Ancak zorlanmış taşınımında serbest akışkan belirli bir hıza sahiptir. Pompa ve fan gibi harici bir kuvvet ile akışkana hız kazandırılmasıyla ya da rüzgar vb. doğal etkiler nedeniyle hız kazanmış akışkan ile gerçekleşen ısı transferi, zorlanmış taşınım olarak kabul edilmektedir. Zorlanmış taşınımında ısı transfer hızı doğal taşınımına göre çok daha yüksektir. Akışkanın hızı arttıkça aradaki fark yükselmektedir.

Taşınım ile ısı transferi, “Newton Soğutma Kanunu” ile aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$q'' = h(T_d - T_\infty) \quad (2.2)$$

Eşitlikte  $q''$ , birim yüzeyden birim zamanda taşınım ile transfer edilen ısıyı, diğer bir deyişle ısı akısını temsil etmektedir.  $T_\infty$  akışkanın serbest durumdaki sıcaklığını,  $T_d$  ise akışkan ile ısı transferinin gerçekleştiği duvarın yüzey sıcaklığını göstermektedir.  $h$ , ısı taşınım katsayısıdır ancak iletim ile ısı transferinde olduğu gibi sadece malzemenin bir özelliği değildir. Isı taşınım katsayısı akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliklerine, akış hızına ve akış geometrisi gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir.

Taşınım problemlerinde asıl önemli nokta, ısı taşınım katsayısının belirlenebilmesidir. Isı transferinde sıkça karşılaşılan zorlanmış ve doğal akış problemlerinde ısı taşınım katsayısını belirlemek için çeşitli bağıntılar türetilmiştir. Bu bağıntılarda ısı taşınım katsayısı hesabını kolaylaştırmak adına çeşitli boyutsuz sayılar kullanılmaktadır. Türetilen en temel boyutsuz sayılardan biri Nusselt sayısıdır. Hem zorlanmış hem de doğal taşınımında ısı taşınım katsayısını hesaplamak için kullanılmaktadır. Nusselt sayısı, sistemde taşınım ile gerçekleşen ısı transferi ile iletimle meydana gelen ısı transferi arasındaki oranı tanımlamaktadır. Ayrıca, taşınımın gerçekleştiği yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir. Nusselt sayısının en genel formülü aşağıda gösterilmektedir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2.3)$$

Nusselt sayısının özelleşmiş bağıntıları da bulunmaktadır. Bu bağıntılarla Nusselt sayısı belirlendikten sonra eşitlik (2.3) kullanılarak ısı taşınım katsayısı hesaplanmaktadır.

Doğal taşınımında kullanılan Nusselt sayısının formülü en genel hali aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$Nu = C Ra^n \quad (2.4)$$

Burada  $C$  ve  $n$  taşınımın gerçekleştiği koşullara ve geometriye göre değişen katsayılarıdır.  $Ra$  ise Rayleigh sayısını temsil etmektedir. Rayleigh sayısı akışkanın özelliklerine, taşınımın gerçekleştiği sıcaklık farkına, geometriye ve film sıcaklığına bağlı olarak değişen boyutsuz bir sayıdır.

Zorlanmış taşınımında Nusselt sayısının hesaplanmasında kullanılan bağıntının genelleştirilmiş formülü eşitlik (2.5)'te belirtilmektedir.

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (2.5)$$

Buradaki  $C$  ve  $m$  akış tipine,  $n$  ise akışın gerçekleştiği geometriye göre değişkenlik gösteren katsayılardır.  $Re$ , Reynolds sayısını temsil etmektedir. Reynolds sayısı akışın hızına, geometriye ve akışkanın fiziksel özelliklerine bağlı olarak değişen boyutsuz sayıdır.  $Pr$ , Prandtl sayısını belirtmektedir ve bu boyutsuz sayı da akışkanın özelliklerine göre farklılık göstermektedir.

Yukarıda, tek fazdaki akışkanlar ile katı yüzey arasında taşınım ile ısı transferinden bahsedilmektedir. Ancak akışkanın faz değişimi (kaynama ve yoğuşma) sırasında da taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Faz değişimi boyunca akışkanın ısı taşınım katsayısında değişim meydana gelmektedir. Genellikle buhar fazının miktarındaki artışla beraber ısı taşınım katsayısı yükselmektedir. Faz değişimi sırasında ısı taşınım katsayısını hesaplayabilmek için tek faza göre türetilen bağıntılar kullanılamamaktadır. Geleneksel sistemlerde meydana gelen kaynama ve yoğuşma için deneysel çalışmalarla türetilmiş çeşitli Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı bağıntıları literatürde bulunmaktadır. Ancak, mevcut bağıntıların sonuç vermediği özel durumlar söz konusudur. Bu özel durumlarda, ısı taşınım katsayısının deneysel olarak bulunması gerekmektedir. Mikrokanallar içinde gerçekleşen akış kaynaması, bu özel durumlara örnek olarak gösterilebilir. Yapılan çalışmada mikrokanallarda akış kaynaması araştırıldığı için, kaynama sırasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi daha detaylı olarak ileriki bölümlerde açıklanmaktadır.

### **2.1.3 Işınım**

Sıcaklığı mutlak sıfırın üzerinde olan her cisim termal radyasyon yaymaktadır. Cisimlerin yaydıkları bu termal enerjiyi birbirlerine aktarması sonucunda ışınım ile ısı transferi meydana gelmektedir. Işınım ile ısı transferinin gerçekleşebilmesi için diğer ısı transfer mekanizmalarında olduğu gibi sıcaklık farkına ihtiyaç vardır. Aksi halde, aynı sıcaklıktaki iki cisim tarafından yayılan termal radyasyon birbirine eşit olacağı için ışınım ile ısı transferi gerçekleşmemektedir. Işınımın diğer ısı transfer mekanizmalarından farklı olan yönü, boşlukta gerçekleşebilmesidir. Üstelik, vakum ortamı ışınım ile ısı transferi için ideal durum olarak kabul edilmektedir.

Işınım ile ısı transferi 'Stefan-Boltzmann Kanunu' ile açıklanmaktadır. Kanuna göre ideal yayıcı ve emici olan kara cismin yaydığı ışınım, kara cisim ışınması olarak adlandırılmakta ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$e_b = \sigma_{sb} T^4 \quad (2.6)$$

Eşitlikte  $\sigma_{sb}$ , Stefan-Boltzmann sabitidir ve her koşulda  $5,670373 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>] değerine eşittir.  $T$  ise cismin yüzey sıcaklığını belirtmektedir. Ancak bu eşitlik direkt olarak gerçek cisimlerde kullanılamamaktadır. Çünkü normal koşullarda hiçbir cisim kara cisim kadar ideal değildir. Gerçek cisimlerin ışınımı aşağıdaki ifadeyle hesaplanmaktadır.

$$e = \varepsilon_e \sigma_{sb} T^4 \quad (2.7)$$

Burada  $\varepsilon_e$  cisim yüzeyinin yayıcılığını temsil etmektedir. Bu katsayı yüzey malzemesi, yüzey pürüzlülüğü, yüzeyde korozyonun varlığı veya herhangi bir kirletici etkinin oluşumu gibi birçok parametreye bağlı olarak 0 ile 1 arasında değer almaktadır. Gerçek bir cismin bulunduğu ortam, ısı transferi problemlerinde genellikle sonsuz olarak değerlendirilmektedir. Bu nedenle cisim ile ortam arasındaki ışınım ile ısı transferi hesaplanırken cismin bulunduğu ortamın kara cisim özellikleri gösterdiği kabul edilir. Bu kabule göre, birim alanda birim zamanda cisimden çevreye olan ışınım ile ısı transferi aşağıdaki eşitlik ile tanımlanmaktadır.

$$q''_{rad} = \varepsilon_e \sigma_{sb} (T_d^4 - T_{çevre}^4) \quad (2.8)$$

Eşitlikte  $T_d$  cismin yüzey sıcaklığını temsil ederken,  $T_{çevre}$  çevre sıcaklığını belirtmektedir.

## 2.2 Kaynama

En basit haliyle kaynama, sıvı moleküllerinin temas ettiği katı yüzeyde aniden gaz fazına geçmesi olarak tanımlanmaktadır. Kaynamanın gerçekleşebilmesi için temel koşul, sıvının katı yüzeye temas halinde olması ve katının sıcaklığının sıvının doyma sıcaklığından yüksek olmasıdır (Sıvı buharın basıncı ortam basıncına ulaştığı andaki sıvının sıcaklığı doyma sıcaklığı olarak adlandırılır). Akışkan ile katı yüzey arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle taşınım ile ısı transferi gerçekleşmeye başlamaktadır. Bu da, doyma sıcaklığına ulaşmış sıvı moleküllerinin katı ile temas ettiği noktada faz değiştirip



buhar fazına geçmesini sağlamaktadır. Genellikle, kaynamanın ilk aşamasında oluşan buhar kabarcıkları sıvı yüzeyine ulaşmadan kaybolmaktadır. Yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı belirli bir düzeye çıktıktan sonra sıvıda görülür kaynama başlamaktadır. Bu aşamada oluşan buhar kabarcıkları yavaş yavaş büyümekte ve yüzeyden bağını koparıp sıvı-buhar ara yüzüne doğru çıkmaktadır. Buhar kabarcıklarının oluşum dinamikleri katı yüzeyle sıvının arasındaki sıcaklık farkına, yüzeyin pürüzlülüğüne ve sıvı özelliklerine bağlı olarak değişmektedir.

Taşınım ile ısı transferinde olduğu gibi kaynamada gerçekleşen ısı transferi temel olarak Newton Soğutma Kanunu ile belirlenmektedir. Newton Soğutma Kanunu'nda belirtilen genel ifadedeki sıcaklık farkı yerine, eşitlik (2.9)'da gösterildiği gibi katı duvar sıcaklığı ile akışkanın doyma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı kullanılmaktadır. Bu sıcaklık farkı ise sıcaklık aşımı olarak adlandırılmaktadır. Ancak, kaynama sırasında buhar kabarcıklarının oluşumu ve karakteristiğinin ısı transferini etkilemesinden dolayı farklı durumlar için literatürde bir çok özelleşmiş bağıntılar bulunmaktadır.

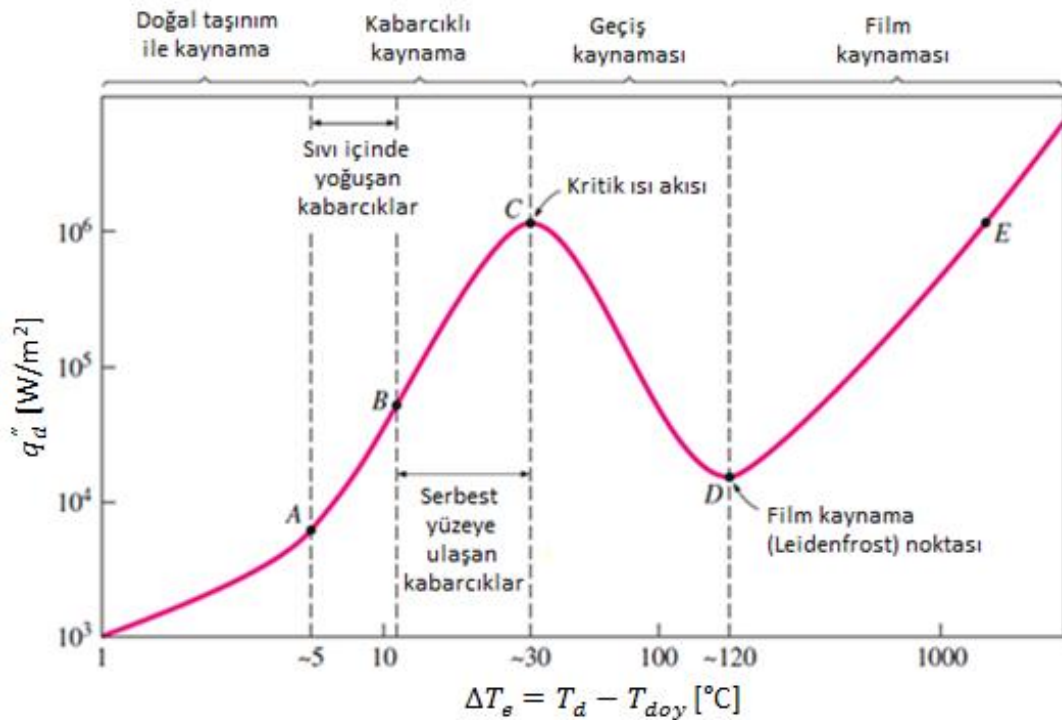
$$q'' = h (T_d - T_{doyma}) \quad (2.9)$$

Kaynama, akışkanın hareketine bağlı olarak havuz kaynaması ve akış kaynaması olarak ikiye ayrılmaktadır. İlerideki bölümlerde her iki kaynama türü detaylı olarak açıklanmaktadır. Ayrıca kaynamanın gerçekleştiği katı-sıvı arayüzeyindeki sıcaklık farkına bağlı olarak hem havuz kaynaması hem de akış kaynaması iki farklı kategoride değerlendirilmektedir. Bunlardan biri, sıvının sıcaklığının doyma sıcaklığına gelmeden gerçekleşen aşırı soğuk kaynamadır (subcooled flow boiling). Diğeri ise sıvı doyma sıcaklığına ulaştıktan sonra gerçekleşen doymuş kaynamadır (saturated flow boiling). Mevcut çalışmada deneyler sıvının belirli bir hıza sahip olduğu koşullarda gerçekleştirildiği için, akış kaynaması üzerine durulmakta ve aşırı soğuk kaynama ile doymuş kaynamaya ait detaylı bilgiler akış kaynaması kısmında verilmektedir.

### 2.2.1 Havuz Kaynaması

Kaynamanın en bilinen çeşidi olan havuz kaynaması, katı yüzeyle arasında sıcaklık farkı olan durağan sıvının kaynamasını ifade etmektedir. Akış kaynaması ile arasındaki fark sıvının yığın hareketinin bulunmamasıdır. Kaynama sırasında görülen hareket, katı

yüzeiden ayrılıp sıvı yüzeyine doğru hareket eden buhar kabarcıkları ve sıcaklığı artan sıvı moleküllerinin yoğunluğunun değişiminden kaynaklı oluşan doğal bir devinimdir. Havuz kaynaması hakkında yapılmış bir çok çalışmaya rağmen, katı-sıvı arayüzeyindeki buhar kabarcıklarının oluşumunu ve bu esnada gerçekleşen ısı transferinin hesaplanabilmesi için hala deneysel verilere dayanarak çıkartılmış ifadeler kullanılmaktadır. Havuz kaynaması üzerine öne çıkan çalışmalardan biri S. Nukiya tarafından 1934 yılında yapılmıştır. Nukiya tarafından gerçekleştirilen deneyler sonucunda kaynama esnasında sıcaklık aşımına bağlı olarak sıvıda farklı rejimlerin oluştuğu ortaya çıkmıştır [37]. Havuz kaynamasında doğal taşınım ile, kabarcıklı, geçiş ve film kaynaması olarak dört farklı rejim oluşmaktadır. Kaynama sırasında sıcaklık aşımının, kontrollü olarak verilen ısı akısına bağlı olarak değişimi kaynama eğrisi olarak adlandırılmaktadır. 1 atm basınçta suyun havuz kaynamasında oluşan rejimler, Şekil 2.3'te kaynama eğrisi üzerinde gösterilmektedir. Su için olduğu gibi araştırmacılar tarafından farklı akışkanlarla ve farklı basınçlarda çalışmalar gerçekleştirilmiş, farklı kaynama eğrileri çıkartılmıştır. Akışkanda görülen farklı rejimlerin kaynama sırasında gerçekleşen ısı transferi üzerindeki etkisinden dolayı oluşturulan kaynama eğrileri büyük önem taşımaktadır.



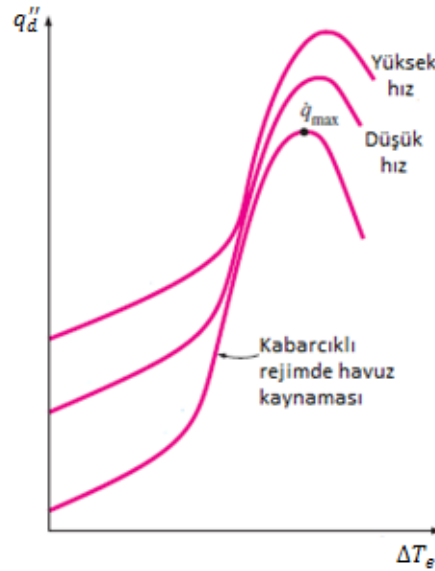
Şekil 2.3 1 atm basınçta suyun kaynama eğrisi [37]

## 2.2.2 Akış Kaynaması

Akış kaynamasında, diğer bir isimle zorlanmış taşınımlı kaynamada, havuz kaynamasının aksine dış kuvvetler tarafından hız kazandırılmış sıvı katı bir yüzeye temas ederek akarken kaynamaktadır. Akış kaynamasında buhar kabarcıkları, havuz kaynamasında da olduğu gibi katı ile sıvının temas ettiği yüzeyde oluşmaktadır. Ancak kabarcıkların oluşumunu etkileyen parametreler sıvının hareketinden dolayı çok daha karmaşık hale gelmektedir. Akış kaynaması, kaynamanın gerçekleştiği ortama göre dış akış kaynaması ve iç akış kaynaması olarak ikiye ayrılmaktadır.

### 2.2.2.1 Dış Akış Kaynaması

Dış akış kaynaması akışkanın dış ortamda ısıtılmış bir plaka ya da silindirin üzerinden akarken kaynaması olarak tanımlanmaktadır. Dış akış kaynaması sıvının serbest yüzeyinin atmosfere açık olması nedeniyle havuz kaynamasına benzemektedir. Ancak taşınımla ısı transferinde olduğu gibi akışkan hızının artmasıyla beraber havuz kaynamasına kıyasla ısı transferinde artış görülmektedir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Dış akış kaynamasında akışkan hızının etkisi [37]

### 2.2.2.2 İç Akış Kaynaması

Akışkanın kapalı bir hacimde akarken kaynaması iç akış kaynaması olarak adlandırılmaktadır. İç akışta kaynamanın meydana gelmesi, akışkanın sıvı ve buhar fazının aynı anda kanal boyunca akmaya zorlanmaktadır. Bu nedenle iç akış kaynaması,

iki fazlı akış olarak da isimlendirilmektedir. İki fazlı akış kapalı hacimde faz değiştiren akışkanın iki fazının birlikte hareketi anlamına geldiği gibi (kaynama, yoğunlaşma) son yıllarda araştırmacıların ilgilerini çeken nano-akışkanlar gibi farklı fazlarda iki farklı maddenin akışını da temsil etmektedir.

Mühendislik problemlerinde dış akış kaynamasından ziyade bir boru ya da kanal içinde meydana geldiği durumlar değerlendirilmektedir. Mevcut çalışmada yapılan deneylerde kanal içinde akan soğutucu akışkanın kaynama durumu incelendiği için burada iç akış kaynaması daha detaylı olarak ele alınmaktadır.

Havuz kaynamasında olduğu gibi iç akış kaynamasının gerçekleşebilmesi için kanalın iç yüzey sıcaklığının sıvının sıcaklığından yüksek olması gerekmektedir. Kapalı sistemlerde sıcaklık artışıyla birlikte yükselen sistem basıncı, içinde akmakta olan sıvının doyma basıncını, dolayısıyla da doyma sıcaklığını artırmaktadır. Ayrıca sistemdeki basınç düşüşü de akışkanın doyma sıcaklığını etkilemektedir. Bu nedenlerle iç akış kaynamasında, özellikle mikrokanallar gibi küçük hacimlerde, çeşitli dengesizlikler oluşabilmektedir. Bunun yanı sıra, iç akış kaynamasında kabarcık oluşumu ve kabarcığın yüzeyden kopması, akış hızı ve yönünün etkisi altındadır. İç akış kaynaması, bahsedilen hidrodinamik etkenler nedeniyle havuz kaynamasından oldukça farklı değerlendirilmektedir. Genelleştirilmiş teoriler hariç iç akış kaynamasının karmaşıklığından ve belirsizliğinden dolayı literatürde bulunan hesaplama yöntemleri genellikle deneysel verilere dayanmaktadır.

Akış kaynaması, kaynama kısmında daha önce kısaca bahsedildiği gibi, doymuş kaynama ve aşırı soğuk kaynama olarak ikiye ayrılmaktadır. Aşırı soğuk kaynama, genel kaynama koşuluna karşıt olarak, akışkanın sıcaklığı doyma sıcaklığının altında olduğunda gerçekleşmektedir. Sıvı ile katı yüzey arasında çok yüksek sıcaklık farkının olması, buhar kabarcıklarının oluşmasına neden olmaktadır.

Kabarcıklar, sıvının yüzey ile temas ettiği yerde görülmektedir. Ancak, gelişmekte olan doyma sınır tabakasını terk ettiklerinde yoğunlaşır sıvı fazında akışa devam ederler. Tam bir kaynama olmamasına rağmen kabarcık oluşumu sayesinde katı yüzeyden akışkana doğru gerçekleşen ısı transferi artmaktadır. Bu nedenle iç akış kaynamasında

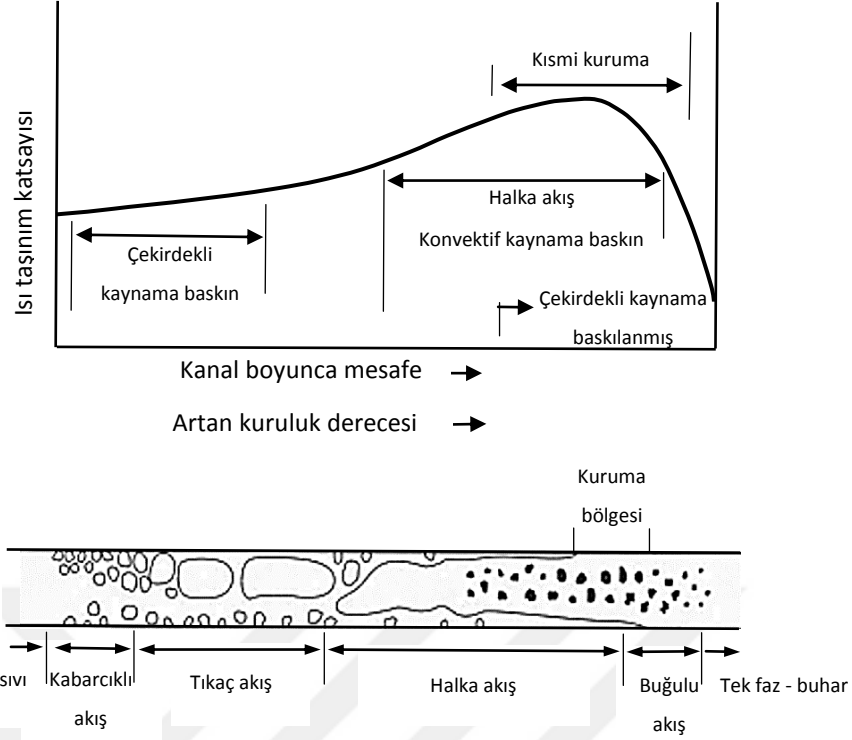
aşırı soğuk kaynama da araştırmacıların üzerine çalıştıkları konular arasında yer almaktadır.

Doyma sıcaklığına ulaşmış sıvıda gerçekleşen kaynama, doymuş kaynama olarak tanımlanmaktadır. Doymuş kaynamanın başlaması için gereken sıcaklık farkı eşitlik (2.10)'deki gibi hesaplanmakta ve sıcaklık aşımı ( $\Delta T_e$ ) olarak adlandırılmaktadır. Sıcaklık aşımı, katı-sıvı ara yüzündeki duvar sıcaklığı ( $T_d$ ) ile akışkanın doyma sıcaklığı ( $T_{doym}$ ) arasındaki farkı göstermektedir.

$$\Delta T_e = T_d - T_{doym} \quad (2.10)$$

Doymuş kaynama koşullarında buhar kabarcıkları, oluşumun başlamasından bir süre sonra yüzeyden ayrılmakta ve fazlarını muhafaza ederek sıvı ile birlikte akışa katılmaktadırlar [38].

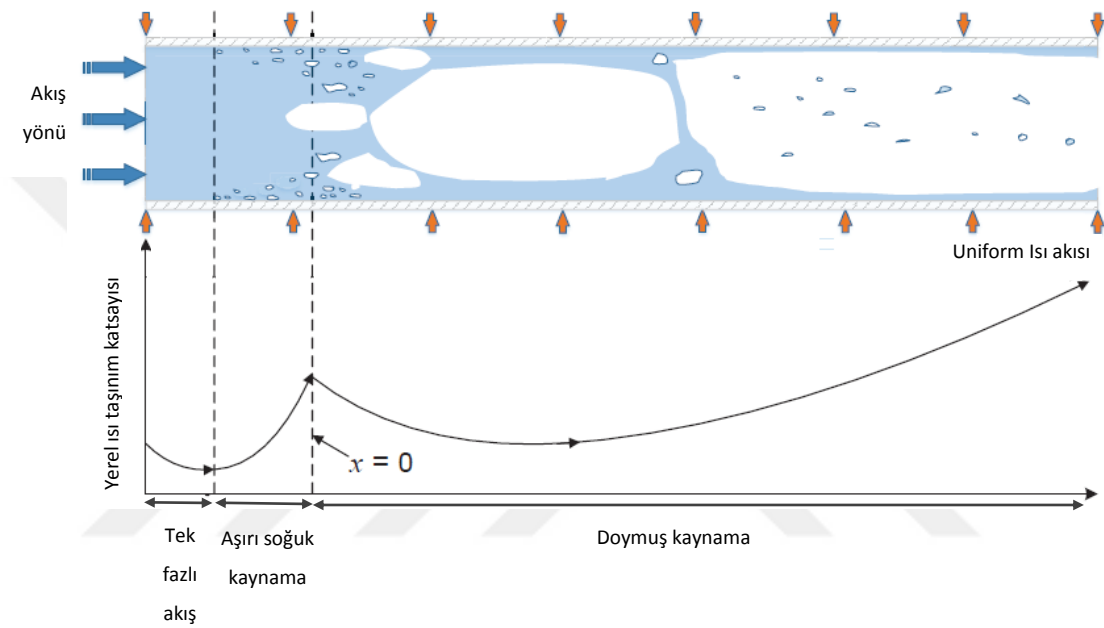
Görünür olarak kaynama, yüzeyden ayrılırken fazını koruyan buhar kabarcıkları ile başlamaktadır ve bu nokta çekirdekli kaynama başlangıcı (ONB) olarak adlandırılmaktadır. Sıvıya transfer edilen ısı devam ettikçe akış yönündeki buhar miktarı sürekli olarak artmaktadır. Şekil 2.5'te, standart boyutlara sahip yatay bir boruda akış kaynaması sırasında oluşan akış rejimleri görülmektedir [38]. Buhar miktarının artışı, kabarcıklı (bubbly), tıkaç (slug), halka (annular) ve buğulu (mist) akış gibi farklı akış rejimlerine neden olmaktadır. Ayrıca, boru boyunca ısı taşınım katsayısındaki değişim kaynama sırasında ve ısı transferini kontrol eden mekanizmaların etkin olduğu bölgeler görülmektedir. Isı taşınım katsayısı borunun iç yüzeyi ile akışkanın sıvı fazının teması devam ettiği sürece artmaktadır. Sıvı ile katı yüzeyin temasında kesilmeler başladığında, diğer bir deyişle kuruma başladığında, ısı taşınım katsayısı azalmaya başlar. Kuruma başladığında ısı taşınım katsayısında keskin bir değişiklik görülmektedir. Bunun nedeni akışkanın buhar fazının duvarla teması geçmesidir. Isı transferinin gerçekleştiği bu temas noktasında, ısı iletkenliği sıvı faza göre daha düşük olan akışkan buharı adeta bir yalıtım etkisi oluşturmaktadır ve ısı taşınım katsayısı keskin bir şekilde düşmektedir.



Şekil 2.5 Homojen olarak ısı akısı verilen yatay bir boruda akış rejimleri ve ısı taşınım katsayısının değişimi [39]

Geleneksel boyutlardaki kanallarla kıyaslandığında mikro boyutlardaki kanallarda atalet ve viskoz kuvvetlerin önemi artarken, kaldırma kuvvetinin etkisi ihmal edilebilir düzeye inmektedir. Bu nedenle mikrokanallarda akış kaynama sırasında buhar kabarcıklarının gelişiminde farklılık bulunmaktadır. Şekil 2.6'da mikrokanallardaki akış rejimlerinin ve boru boyunca ısı taşınım katsayısının değişimi şematik olarak gösterilmektedir. Yüzeiden ayrılan buhar kabarcıkları akış yönünde ilerledikçe kısa sürede çok büyük buhar kabarcıkları haline gelmekte ve sonra halka akış rejimine ulaşmaktadırlar [39,40]. Şekil 2.5'te de görüldüğü gibi, akış kaynamasında çekirdekli kaynama ile konvektif kaynama olmak üzere iki tip ısı transfer mekanizması bulunmaktadır. Çekirdekli kaynama sırasında yüzeiden ayrılan buhar kabarcıkları ısı taşınım katsayısında artışa yol açarak akışa katılmaktadır. ONB'nin gözlemlendiği bölgelerde ve faz değişiminin kararlı olmadığı durumlarda çekirdekli kaynama akış kaynaması sırasındaki baskın ısı transfer mekanizmasıdır. Konvektif kaynamada ısı akısının verildiği yüzeiden, bu yüzeeye temas eden sıvı film tabakasına ısı geçişi hem iletim hem de taşınım ile gerçekleşmektedir. Ek olarak, konvektif kaynamada faz değişimi normal kabarcık oluşumunun aksine sıvı-buhar ara yüzünde gerçekleşmektedir. Isı transfer

mekanizmasının çekirdekli kaynama tarafından domine edildiği süreçte gerçekleştirilen deneysel çalışmaların genelinde sonuçlar, ısı taşınım katsayısının artışının ısı akısı ve soğutucu akışkanın doyma sıcaklığı (ya da doyma basıncı) ile orantılı olduğu ancak kütle akısı ve kuruluk derecesinden fazla etkilenmediği yönündedir. Diğer çalışmalara bakıldığında görülmektedir ki kütle akısının ve kuruluk derecesinin ısı taşınım katsayısına olan etkisi ısı transferinde baskın mekanizma konvektif kaynama olduğunda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.6 Küçük kanallarda akış kaynamasında genellikle karşılaşılan ana akış rejimleri [40]

İç akış kaynamasında ısı transferi kaynamanın genelinde olduğu gibi taşınım yoluyla gerçekleşmektedir ve Newton Soğutma Kanunu ile tanımlanmaktadır. Diğer taşınım problemlerinde olduğu gibi, iç akış kaynaması uygulamalarında da asıl olan ısı taşınım katsayısının belirlenmesidir. Geleneksel boyutlardaki geometrilerde gerçekleşen iç akış kaynaması için türetilmiş ısı taşınım katsayısı bağıntıları literatürde bulunmaktadır. Ancak, mikrokanallarda bu bağıntılar tam doğru sonucu vermemektedir. Mikrokanallarda ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi genellikle deneysel çalışmalara ve buradan çıkan sonuçlara bağlıdır.

Mikrokanallarda akış kaynaması sırasında ısı taşınım katsayısını elde etmek için temelde üç farklı yaklaşım kullanılmaktadır. İlk yöntemde çekirdekli ve konvektif

kaynamanın ısı taşınım katsayısı üzerinde eşit etkiye sahip olduğu varsayılarak hesaplama yapılmaktadır. Diğer bir yaklaşımda, iki mekanizmadan birinin baskınlığı asimptotik hesaplama modeli kullanılarak değerlendirmeye alınmakta ve buna göre ısı taşınım katsayısı bulunmaktadır. Bazı korelasyonlarda ise ısı taşınım katsayısı, kaynama sırasındaki akış rejimi göz önünde bulundurularak hesaplanmaktadır. Yapılan literatür araştırması sonucunda en yaygın kullanılan korelasyonlar Çizelge 2.1’de verilmektedir.

Çizelge 2.1 Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar

| Yazarlar                  | Isı taşınım katsayısı bağıntıları  |
|---------------------------|--|
| Mortada vd. [6]           | $h_{tp} = 4436.45(Bo^2 We_l)^{0.2415} N_{co}^{-0.0245} Re_{lo}^{-0.0655} \frac{k_l}{D_h}$ $N_{co} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.7} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}$   |
| Thiangtham vd. [8]        | $h_{tp} = \frac{10^{16.7} We_l^{2.7} Bo^{0.3} k_l}{Re_{lo}^{4.95} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.9} D_h}$   |
| Jafari vd. [9]            | $h_{tp} = 0.22 \varepsilon^{0.24} Re_l^{1.1} Bo^{0.2} We_l^{-0.265}$   |
| Lee ve Mudawar [12]       | $h_{tp} = \begin{cases} 3.856 X_{tt}^{0.267} h_{sp,l}, & 0 < x < 0,05 \\ 436.48 Bo^{0.522} We_{lo}^{0.351} X_{tt}^{0.665} h_{sp,l}, & 0,05 \leq x < 0,55 \\ \max\{(108.6 X_{tt}^{1.665} h_{sp,l}), h_{sp,v}\}, & 0,55 \leq x < 1 \end{cases}$ $h_{sp,v} = \begin{cases} \frac{Nu k_v}{D_h}, & \text{Laminar akış} \\ 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{k_v}{D_h}, & \text{Türbülanslı akış} \end{cases}$ $h_{sp,l} = \frac{Nu k_l}{D_h}$ |
| Fang [13]                 | $h_{tp} = \frac{Nu k_l}{D_h} \quad Nu = \frac{0,00061(S+F) Re_l Pr_l^{0.4} Fa^{0,11}}{\ln\left[1,023 \frac{\mu_l @ T_f}{\mu_l @ T_d}\right]} \quad Fa = \frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)}{G^2 D_h}$ $S = \begin{cases} 30000 Bo^{1,13}, & Bo < 0,0026 \\ 36, & Bo \geq 0,0026 \end{cases} \quad F = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,95} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,4}$   |
| Agostini ve Bontemps [14] | $h = \begin{cases} 28 q''^{2/3} G^{-0.26} x^{-0.1}, & x < 0.43 \\ 28 q''^{2/3} G^{-0.64} x^{-2.08}, & x > 0.43 \end{cases}$  |



Çizelge 2.1 Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar  
(Devamı)

| Yazarlar                             | Isı taşınım katsayısı bağıntıları  |
|--------------------------------------|--|
| Hamdar vd.<br>[15]                   | $h = 6942.8(Bo^2We_l)^{0.2415} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0.22652} \frac{k_l}{D_h}$  |
| Yun vd. [16]                         | $h = 13687(BoWe_l)^{0.2415} Re_l^{-0.1626}$  |
| Warrier vd.<br>[17]                  | $\frac{h_{tp}}{h_{sp,fd}} = 1 + 6Bo^{1/16} - 5.3(1 - 855Bo)x^{0.65}$   |
| Sun ve<br>Mishimal<br>[19]           | $h_{tp} = \frac{6Re_{lo}^{1.05}Bo^{0.54}k_l}{We_l^{0.191}\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.142}D_h}$   |
| Tran vd.<br>[20]                     | $h_{tp} = 840000(Bo^2We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0.2}$  |
| Kim ve<br>Mudawar<br>[21]            | $h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5}$ $h_{nb} = \left[2345 \left(Bo \frac{P_H}{P_F}\right)^{0.7} Pr^{0.38}(1-x)^{-0.51}\right] \left(0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h}\right)$ $h_{cb} =$ $\left[5.2 \left(Bo \frac{P_H}{P_F}\right)^{0.08} We_{lo}^{-0.54} +$ $3.51X_{tt}0.94\rho_v\mu_l^{0.250}, 0.023Re_l0.8Pr_l0.4k_lD_h$ $X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}$   |
| Mahmoud<br>ve<br>Karayiannis<br>[22] | $h_{tp} = Sh_{Cooper} + Fh_{sp}$ $h_{sp} = \begin{cases} 4.36 \frac{k_l}{D_h}, & Re_l < 2000 \\ 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h}, & Re_l > 3000 \end{cases}$ $h_{Cooper} = 55P_r^{0.12-0.434\log R_p} (-\log P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67}$ $F = \left(1 + \frac{C}{X_{tt}}\right)^{0.64} \quad C = 2.812Co^{-0.408}$ $Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D_h^2}\right]^{0.5} \quad X_{tt} = \left(\frac{f_{fl}}{f_{fv}}\right)^{0.5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)$ |

Çizelge 2.1 Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar  
(Devamı)

| Yazarlar                             | Isı taşınım katsayısı bağıntıları  |
|--------------------------------------|--|
| Mahmoud ve Karayiannis [22] (devamı) | $S = \frac{1}{1+2.56 \times 10^{-6} (Re_l F^{1.25})^{1.17}}$   |
| Kanizawa vd. [23]                    | $h = F h_{cb} + S h_{nb} \quad h_{cb} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h}$ $h_{nb} = 0.0546 \frac{k_l}{D_h} \left[ \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \frac{q'' d_b}{k_l T_{doy}} \right] \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{-4.33} \left( i_{lv} d_b^2 \left( \frac{\rho_l c_{pl}}{k_l} \right)^2 \right)^{0.248}$ $F = 1 + \frac{2.5 X_{tt}^{-1.32}}{1 + We_{uv}^{0.24}} \quad S = \frac{1.06 B d^{-8 \times 10^{-3}}}{1 + 0.12 \left( \frac{Re_{lo} F^{1.25}}{10000} \right)^{0.86}}$ $We_{uv} = \frac{\rho_v u_v^2 D_h}{\sigma} \quad u_v = \frac{Gx}{\rho_v \alpha} \quad Fr^* = \frac{G^2}{(\rho_l - \rho_v)^2 g D_h}$ $\alpha = 1 + 1.021 Fr^{*-0.092} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0.368} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{2/3}$ |
| Oh ve Son [24]                       | $h_{tp} = 0.034 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.3} \left( 1.58 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.87} \right) \frac{k_l}{D_h}$  |
| Sempértegu i-Tapia ve Ribatski [25]  | $F = 1 + \frac{2.55 X_{tt}^{-1.04}}{1 + We_{uv}^{-0.194}} \quad S = \frac{1.427 B d^{0.032}}{1 + 0.1086 \left( \frac{Re_{lo} F^{1.25}}{10000} \right)^{0.981}}$ <p>Diğer eşitlikler Kanizawa vd. [23] tarafından önerildiği halde kullanılmıştır.</p>  |
| Ducoulombier vd. [31]                | $h_{tp} = \max(h_{nb}, h_{cb})$ $h_{nb} = 131 Pr^{-0.0063} (-\log Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.58}$ $h_{cb} = \begin{cases} \left( 1.47 \times 10^4 Bo + 0.93 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{2/3} \right) \left( 0.023 Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{1/3} \frac{k_l}{D_h} \right), & Bo > 0.0011 \\ \left( 1 + 1.8 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.986} \right) \left( 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \right), & Bo < 0.0011 \end{cases}$   |
| Li ve Wu [32]                        | $Nu = 334 Bo^{0.3} (Bd Re_l^{0.36})^{0.4}$   |

Çizelge 2.1 Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar  
(Devamı)

| Yazarlar         | Isı taşınım katsayısı bağıntıları  |
|------------------|--|
| Li ve Wu<br>[33] | $Nu_{tp} = \begin{cases} 22,9(BdRe_l^{0,5})^{0,355}, & BdRe_l^{0,5} \leq 200 \\ 30Re_{lo}^{0,857}Bo^{0,714}, & BdRe_l^{0,5} > 200 \end{cases}$   |
| Zhang [34]       | $h_{tp} = Sh_{nb} + Fh_{sp}$ $h_{nb} = 0.00122 \frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \nu_l^{0.24} \rho_v^{0.24}} \Delta T_{doy}^{0.24} \Delta P_{doy}^{0.75}$ $S = \frac{1}{1 + (2.53 \times 10^{-6} Re_l^{1.17})}$ $h_{sp} = \begin{cases} \frac{k_l}{D_h} \max(Nu_{sp,lam}, Nu_{collier}), & Re_l \leq 2000 \text{ dikey akış} \\ \frac{k_l}{D_h} \max(Nu_{sp,lam}, Nu_{sp,tür}), & Re_l < 2300 \text{ yatay akış} \\ \frac{k_l}{D_h} Nu_{sp,tür}, & Re_l \geq 2300 \end{cases}$ $Nu_{collier} = 0.7 Re_l^{0.33} Pr_l^{0.43} \left( \frac{Pr_l}{Pr_d} \right)^{0.25} \left( \frac{g \beta \rho_l^2 D_h^3 (T_d - T_f)}{\mu_l^2} \right)^{0.1}$ $Nu_{sp,lam} = \begin{cases} 4.36, & \text{daireysel kanal} \\ 8.235 \left( 1 - 2.042\beta + 3.085\beta^2 - 2.4765\beta^3 + 1.058\beta^4 - 0.186\beta^5 \right), & \text{dikdörtgensel kanal} \end{cases}$ $Nu_{sp,tür} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$ $F = \max(F', 1)$ $F' = 0.64 \phi_l$ $\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}}$ $C = \begin{cases} 5, & Re_l < 1000 \text{ and } Re_v < 1000 \\ 10, & Re_l > 2000 \text{ and } Re_v < 1000 \\ 12, & Re_l < 1000 \text{ and } Re_v > 2000 \\ 20, & Re_l > 2000 \text{ and } Re_v > 2000 \end{cases}$ $X_{tt} = \left( \frac{f_l}{f_v} \right)^{0.5} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5}$ |

Çizelge 2.1 Literatürde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için önerilen bağıntılar  
(Devamı)

| Yazarlar              | Isı taşınım katsayısı bağıntıları  |
|-----------------------|--|
| Zhang [34] (devamı)   | $f_{l/v} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{l/v}}, & \text{dairesel ve } Re_{l/v} < 1000 \\ \frac{24}{Re_{l/v}} (1 - 1.355\beta + 1.947\beta^2 - 1.701\beta^3 + 0.956\beta^4 - 0.254\beta^5), & \text{dikdörtgensel ve } Re_{l/v} < 1000 \\ 0.046Re_{l/v}^{-0.2}, & \text{her tip kanal } Re_{l/v} > 2000 \end{cases}$ <p>Verilen aralıklar dışındaki değerler interpolasyon ile bulunmaktadır.</p> |
| Kew ve Cornwell [35]  | $h_{tp} = 30Re_{lo}^{0.857} Bo^{0.714} \frac{k_l}{D_h} (1 - x)^{-0.143}$   |
| Lazarek ve Black [36] | $h_{tp} = 30Re_{lo}^{0.857} Bo^{0.714} \frac{k_l}{D_h}$  |

Genelde deneysel verilere dayanan bu eşitliklerde araştırmacıların kullandıkları parametreler, ısı taşınım katsayısını doğru bir şekilde elde etmede büyük öneme sahiptir. Bu nedenle boyutsuzlar da dahil olmak üzere iç akış kaynamasında kullanılan en önemli parametreler aşağıda tanımlanmaktadır.

Kütle akışı ( $G$ ), akış yönüne dik birim alandan birim zamanda taşınan kütle miktarını ifade etmektedir.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.11)$$

Kuruluk derecesi, buharın kütleli debisinin, kanal içindeki buhar ve sıvının toplam kütleli debisine oranını temsil etmektedir ve eşitlik (2.12) ile formüle edilmektedir.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \quad (2.12)$$

İndirgenmiş basınç, sistemin gerçek basıncının akışkanın kritik basıncına oranıdır ve eşitlik (2.13) ile gösterilmektedir.

$$P_r = \frac{P}{P_{kr}} \quad (2.13)$$

Reynolds sayısı, bir sistemin akış dinamiğini anlamak için en önemli boyutsuz sayılardan biridir. Tanımı ise, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Reynolds sayısının formülü bir kanal içindeki akışa uyarlanması durumunda aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (2.14)$$

Burada  $u$  akışkanın hızını,  $D_h$  kanalın hidrolik çapını göstermektedir. Hidrolik çap, akışa dik kesit alanının ( $A$ ) dört katının ıslak çevreye ( $P_F$ ) oranı ile bulunmaktadır.

$$D_h = \frac{4A}{P_F} \quad (2.15)$$

Akış kaynamasında Reynolds sayısı hesaplanırken farklı yöntemler izlenmektedir. Bunlardan biri değerlendirmeye alınan kesit alanından geçen akışkanın sıvı fazı için Reynolds sayısını ( $Re_l$ ) hesaplamaktır.

$$Re_l = \frac{GD_h(1-x)}{\mu_l} \quad (2.16)$$

Aynı yaklaşımla akışkanın buhar fazı için hesaplanan Reynolds sayısı eşitlik (2.17) ile bulunmaktadır.

$$Re_v = \frac{GD_h x}{\mu_v} \quad (2.17)$$

Bir başka yaklaşım ise akışa dik kesit alanından geçen akışkanın sadece sıvı ( $Re_{lo}$ ) ya da sadece buhar fazında ( $Re_{vo}$ ) olduğu varsayılarak Reynolds sayısı hesaplanmaktadır.

$$Re_{lo} = \frac{GD_h}{\mu_l} \quad (2.18)$$

$$Re_{vo} = \frac{GD_h}{\mu_v} \quad (2.19)$$

Prandtl sayısı ( $Pr$ ), akışkanda momentum yayılımının termal yayıma oranı ile tanımlanan boyutsuz parametredir.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.20)$$

Prandtl sayısı akışkanın bir özelliğidir. Bir akışkanın hem sıvı ( $Pr_l$ ) hem de buhar fazı ( $Pr_v$ ) için kendi özellikleriyle Prandtl sayısı hesaplanmaktadır ve akışkanın ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için kullanılmaktadır.

Weber sayısı ( $We$ ), atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanmaktadır. Mikrokanallarda yüzey gerilimi ve ataletin etkisi oldukça yüksektir. Bu nedenle mikrokanallarda akışta ısı taşınım katsayısı hesabında Weber sayısı oldukça önemli bir parametredir.

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho \sigma} \quad (2.21)$$

Akış kaynamasında, sıvı ( $We_l$ ) ve buhar fazı ( $We_v$ ) için Weber sayıları ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

$$We_l = \frac{G^2 D_h (1-x)}{\rho_l \sigma} \quad (2.22)$$

$$We_v = \frac{G^2 D_h x}{\rho_v \sigma} \quad (2.23)$$

Akışın yalnızca sıvı ( $We_{lo}$ ) ya da yalnızca buhar fazında ( $We_{vo}$ ) olduğu kabulü yapıldığında Weber sayıları aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$We_{lo} = \frac{G^2 D_h}{\rho_l \sigma} \quad (2.24)$$

$$We_{vo} = \frac{G^2 D_h}{\rho_v \sigma} \quad (2.25)$$

Kaynama sayısı ( $Bo$ ), akışkana verilen ısı akısı ile akışkanın alabileceği potansiyel ısı akısının oranını ifade etmektedir. Bu parametre hesaplarda kolaylık sağlaması için kütle akısı ve gizli ısı kullanılarak ısı akısının boyutsuzlaştırılmış halidir.

$$Bo = \frac{q''}{G i_{lv}} \quad (2.26)$$

Froude sayısı, elementer hacimde bir sıvı üzerindeki atalet kuvvetinin sıvının ağırlığına oranını ifade eden başka bir boyutsuz parametredir ve eşitlik (2.27)'deki gibi formüle edilmektedir.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h} \quad (2.27)$$

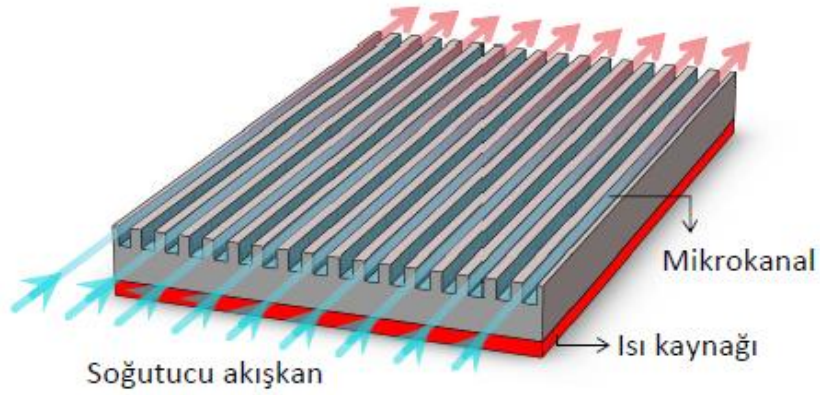
Froude sayısı maddenin sıvı ve buhar fazına göre sıvının ( $\rho_l$ ) ya da buharın ( $\rho_v$ ) yoğunluğu kullanılarak hesaplanabilmektedir.

Bond sayısı, kaldırma kuvveti ile yüzey gerilme kuvvetinin oranını gösteren boyutsuz bir sayıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D_h}{\sigma} \quad (2.28)$$

### 2.3 Mikrokanallı Isı Alıcıları

Mikrokanal terimi hidrolik çapı mikrometre ölçeğinde olan kanalları temsil etmektedir. Yüksek ısıl iletkenliğe sahip malzemelerden üretilen mikrokanallı ısı alıcıları, üzerinde bulunun mikrokanallar sayesinde küçük alanlarda gerçekleştirilen soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Soğutma, ısı kaynağından çekilen ısının mikrokanallarda akan soğutucu akışkana aktarılmasıyla sağlanmaktadır. Soğutucu akışkan olarak genellikle sıvı veya iki fazlı bir akışkan karışımı seçilebilmektedir. Gazlar, ısıl iletkenliği çok az olmasından kaynaklı bu uygulamalarda yaygın kullanıma sahip değildir. Sıvı fazda soğutucu akışkan kullanılan mikrokanallı ısı alıcısının temsili gösterimi Şekil 2.7'de verilmektedir.



Şekil 2.7 Mikrokanallı ısı alıcısı

Günümüzde teknolojinin gelişmesi ve cihazlarda minimizasyona gidilmesi nedeniyle, özellikle elektronik sektöründe küçük hacimli yüksek performanslı soğutma sistemlerine olan talep artmaktadır. Yüksek ısı performansları ve kompakt yapıları sayesinde gereken soğutma ihtiyacına mikrokanallı ısı alıcılarının iyi bir çözüm sunduğu aşikardır. Bu nedenle mikrokanallı ısı alıcılarında farklı akışkanlar kullanılarak, akış parametreleri değiştirilerek ya da farklı geometriler tasarlanarak soğutma performansının iyileştirilmesine yönelik araştırmalar devam etmektedir.

Kanalların boyutlarına göre sınıflandırılması hakkında literatürde bir çok bilgi mevcuttur. Kabul görmüş sınıflandırmalardan biri mikrokanallı ısı değiştiriciler için Mehendale vd. [41] tarafından yapılmıştır ve aşağıda verilmektedir:

- Mikrokanallar:  $1 \mu m \leq D_h \leq 100 \mu m$
- Mesokanallar:  $100 \mu m \leq D_h \leq 1 mm$
- Kompakt ısı değiştiricileri:  $1 mm \leq D_h \leq 6 mm$
- Konvensiyonel kanallar:  $D_h > 6 mm$

Kandlikar vd. [42] tarafından literatüre geçmiş olan boyutlandırma ise aşağıdaki sunulmaktadır:

- Nanokanallar:  $0.1 \mu m \geq D_h$
- Geçiş nanokanalları:  $0.1 \mu m < D_h \leq 1 \mu m$
- Geçiş mikrokanalları:  $1 \mu m < D_h \leq 10 \mu m$
- Mikrokanallar:  $10 \mu m < D_h \leq 200 \mu m$
- Minikanallar:  $200 \mu m < D_h \leq 3 mm$
- Konvensiyonel kanallar:  $D_h > 3 mm$

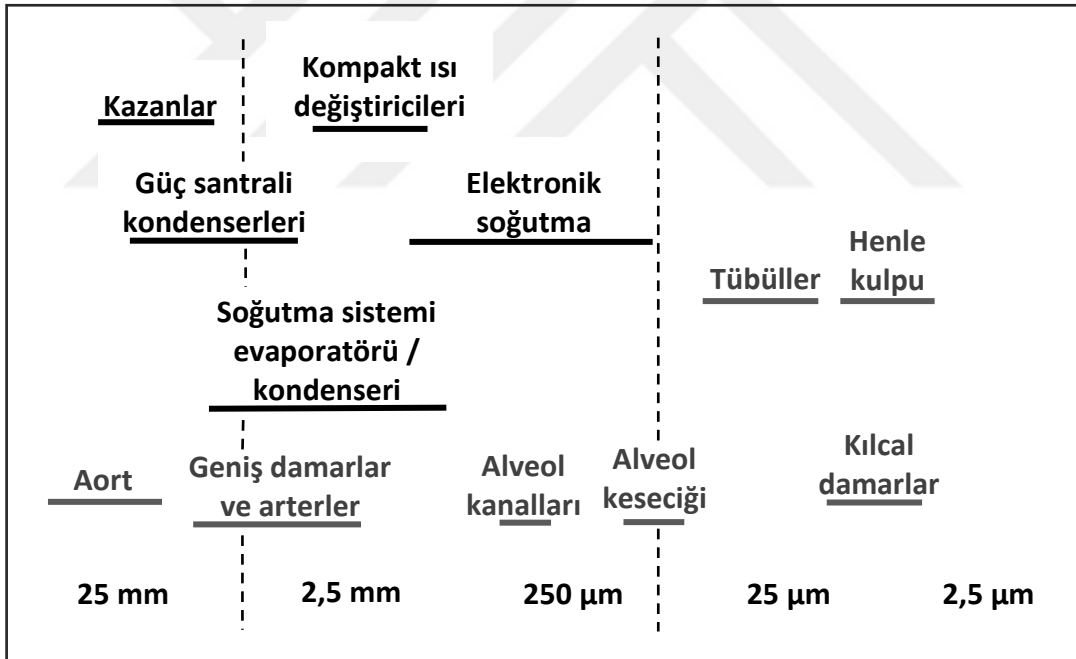
Bu sınıflandırmaların yanı sıra literatür özeti kısmında açıklanan çalışmalarda ve mevcut çalışmada olduğu gibi mikro ölçekteki kanallar için mikrokanal kabulü yapılmaktadır [43].

Kandlikar vd. [42] tarafından mikrokanallar da dahil olmak üzere farklı büyüklükteki kanalların kullanım alanları, boyutlarının anlaşılabilmesi için insan vücudundaki damarlar ile karşılaştırmalı olarak Şekil 2.8'deki gibi gösterilmektedir. Mikro ölçekli soğutma sistemlerine duyulan ihtiyaç, büyüyen mikro-elektromekanik sistemler endüstrisi ile yükselmektedir. Artan talep ile mikrokanallı soğutma uygulamalarında akış kaynamasının önemi, ısı transferini iyileştirici etkisinden dolayı artmaya devam etmektedir. Mikro-reaktörlerde bulunan mikroçipler, tıbbi cihazlar, kablosuz güç üretimde kullanılan cihazlar ve daha çeşitli mikro-elektromekanik sistemlerde mikrokanalların uygulamaları görölmektedir. Ayrıca biyomühendislik, otomotiv, havacılık ve savunma sanayiinde mikrokanallar soğutma için kullanılmaktadır. Bunlar dışında mikro-pompalar ve mikro-ısı boruları alanlarında yine mikrokanallarla karşılaşılmaktadır.



Mikrokanalların en büyük avantajı, yüksek ısı taşınım katsayılarına rağmen boyutlarının geleneksel sistemlerden çok daha küçük olmasıdır. Geleneksel sistemlerle kıyaslandığında diğer üstünlükleri daha az ağırlık, üretim için daha az malzemeye gereksinim, daha az soğutucu akışkan miktarının kullanılmasından dolayı da düşük kapasiteli pompaların yeterliliğidir.

Mikrokanalların avantajlarına rağmen, dezavantajları da bulunmaktadır. Isı taşınım katsayısını artırmak için ısı transfer alanını genişletmek gereklidir. Daha geniş ısı transfer alanı elde edebilmek için de, kanalların hidrolik çapında küçültmeye gidilmektedir. Bunun sonucunda kanallardaki basınç düşüşü artmakta ve daha fazla pompalama gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. Akışkanın geçebileceği bölümün darlığından dolayı sistemdeki filtreleme sisteminin olası tıkanıklıkları önlemesi için çok iyi olması gerekmektedir. Ayrıca yüksek hassasiyetle açılması gereken kanalların üretim süreci de mikrokanalların dezavantajları arasında yer almaktadır.



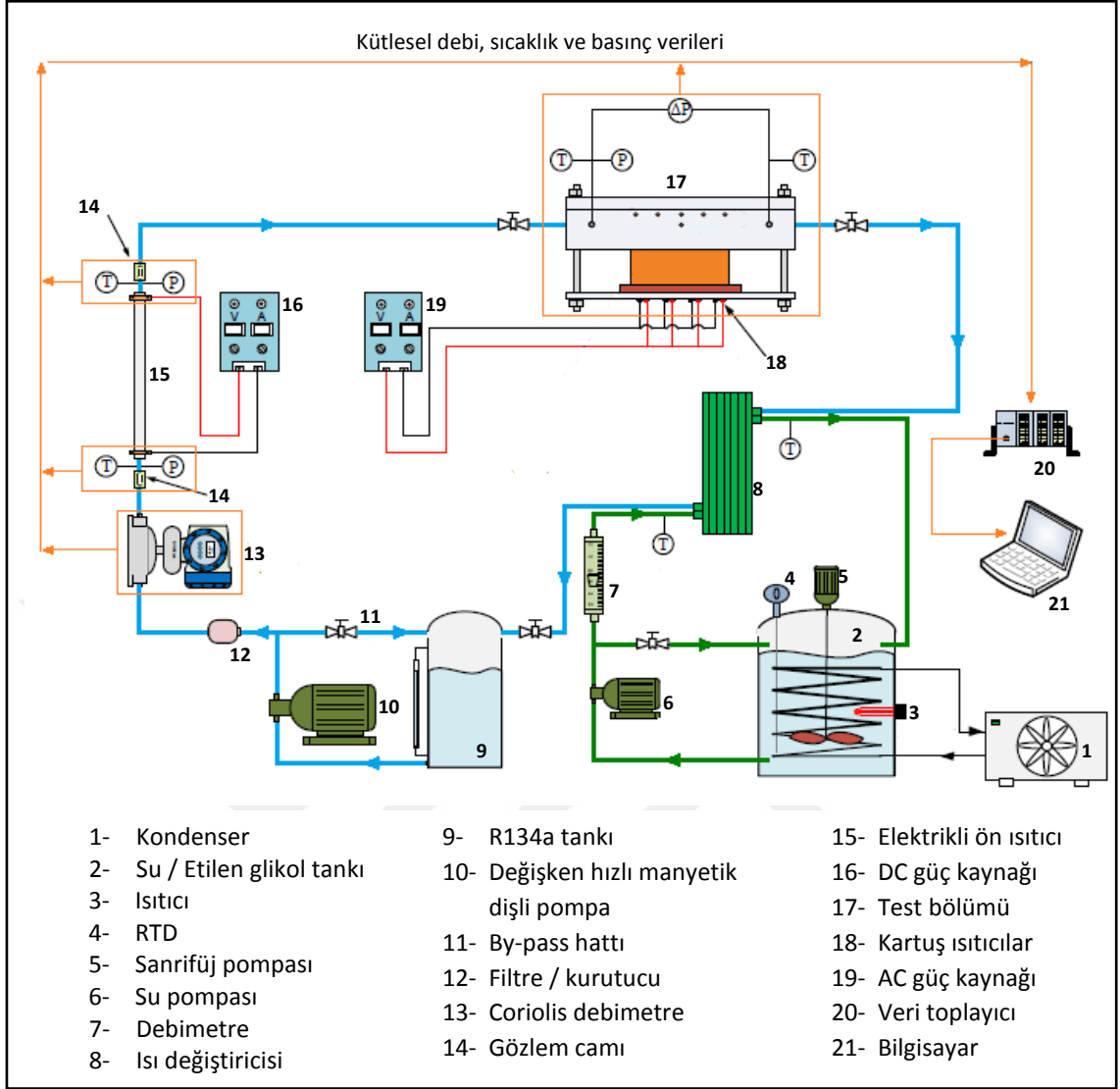
Şekil 2.8 Farklı çaplardaki kanalların kullanım alanları [42]

### DENEY SETİ VE KULLANILAN METOD

Mevcut çalışmada R134a soğutucu akışkanın mikrokanallarda akış kaynaması sırasında ısı transferi araştırılmıştır. Bunun için kullanılan deney seti ve elde edilen verilere dayanarak ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan metod bu bölümde anlatılmaktadır. İlk olarak sistemde bulunan tüm elemanlar ve akışkan çevrimleri açıklanmaktadır. Sonrasında, mikrokanallı ısı alıcısının bulunduğu kısım (test bölümü) ayrıntılı olarak ele alınmaktadır.

#### 3.1 Deney Seti

Gerçekleştirilen çalışmada kullanılan deney setinin şematik diyagramı Şekil 3.1'de verilmektedir. Görüldüğü üzere, sistemde yeşil ve mavi renkle belirtilen iki ana akışkan çevrimi bulunmaktadır. Yeşil ile gösterilen su / etilen glikol çevrimidir. Bu kısım, R134a akışkanının yoğunlaştırılması ve sıcaklığının istenen seviyeye getirilmesi amacıyla sistemde bulunmaktadır. Tankta (2) depolanan su, serpantin bobinin içinden akan etilen glikol ile soğutulmaktadır. Tankın üzerinde yer alan santrifüj pompasıyla (5) suda sürekli devinim oluşturulmaktadır. Böylece, içerideki su sıcaklığının homojenliği sağlanmaktadır. Tankın içindeki platin rezistanslı sıcaklık dedektörü (RTD) (4) ile suyun sıcaklığı devamlı olarak ölçülmektedir. Suyun sıcaklığı ayarlanan değerin altına düştüğü anda tankın içindeki ısıtıcı (3) otomatik olarak devreye girerek sıcaklığın istenen seviyeye getirilmesini sağlamaktadır. Tanktan çıkan su, pompada (6) basınçlandırılarak değişken alan debimetresine (7) gelmekte ve buradan ısı değiştiricisine (8) girmektedir. Isı değiştiricisinde test bölümünden iki fazda gelen R134a akışkanının suyla yoğunlaşması ve soğutulması sağlamaktadır. Isı değiştiriciden çıkan su, tanka (2) geri dönmekte ve çevrim aynı şekilde devam etmektedir.



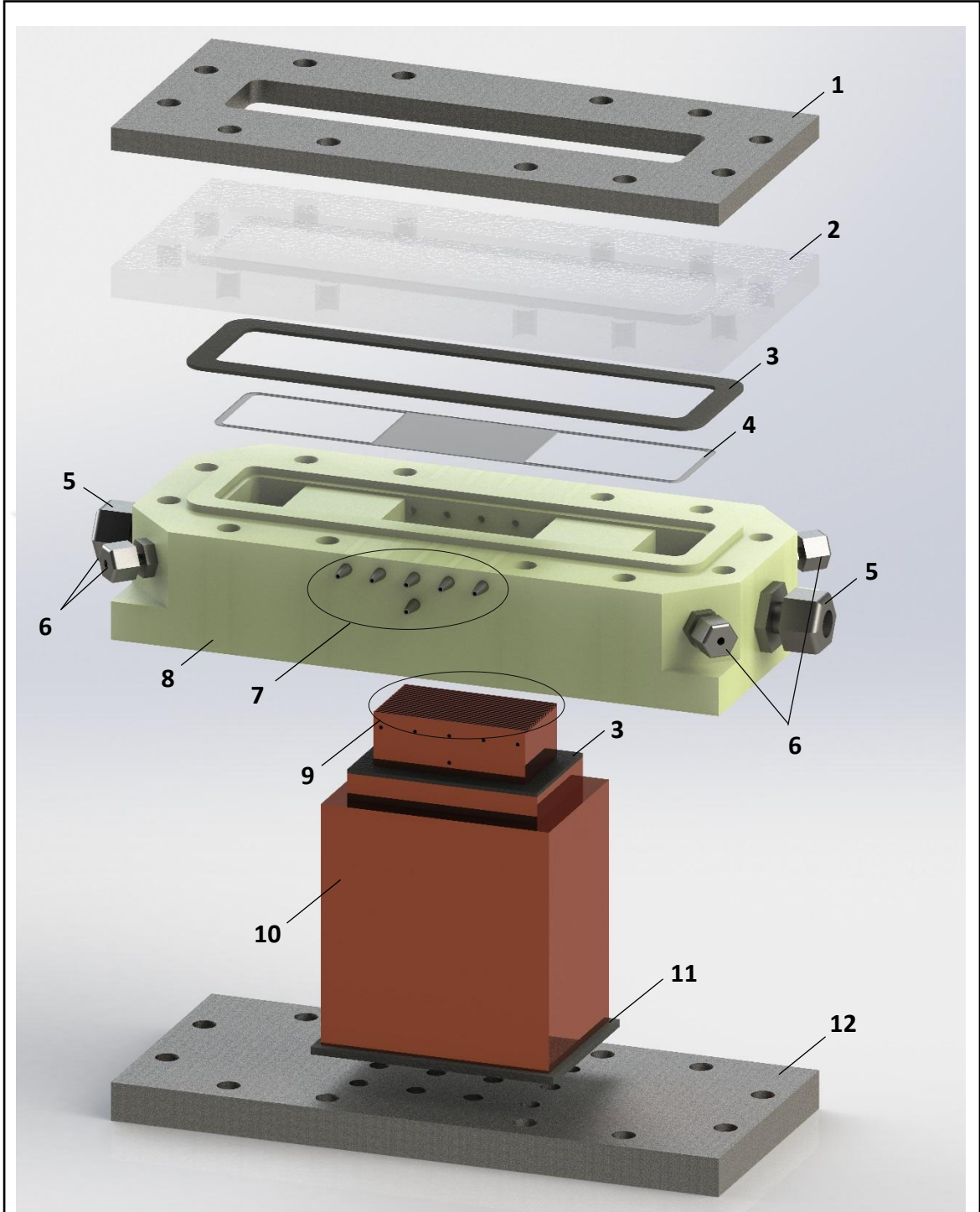
Şekil 3.1 Deney setinin şematik diyagramı [8]

Sistemde bulunan ikinci çevrim, mavi renkle gösterilen soğutucu akışkan R134a'nın bulunduğu çevrimdir. Buradaki ana ekipmanlar akışkanın tutulduğu tank (9), kütle debisinin ölçümü için Coriolis tipi debimetre (13), ön ısıtıcı (15), değişken hızlı manyetik dişli pompa (10) ve mikrokannalı ısı alıcısının bulunduğu test bölümüdür (17). Sistemde bulunan invertör ile değişken hızlı manyetik dişli pompanın frekansı değiştirilerek soğutucu akışkanın kütle akışı ayarlanmaktadır. Soğutucu akışkanın saflığını korumak ve mikrokannalarda oluşabilecek tıkanıklığın önüne geçmek adına dişli pompa çıkışına bir filtre/kurutucu (12) yerleştirilmiştir. Sistemdeki ön ısıtıcı, girişinde sıvı fazda olan soğutucu akışkanı iki fazlı hale getirmek için kullanılmaktadır. Ayrıca soğutucu akışkanın test bölümünün girişinde istenilen kuruluk derecesine getirilmesi de ön ısıtıcıyla sağlanmaktadır. Akıştaki stabiliteyi sağlamak ve kaynamanın ön ısıtıcıda başladığından

emin olmak için akışkanın sıcaklığı ön ısıtıcı girişinde doyma sıcaklığından düşük tutulmaktadır. Bu nedenle deneyler süresince termokupplardan ve basınç ölçerlerden gelen verilerle akışkanın fazı kontrol edilmiştir. Ek olarak, sistemde bulunan gözlem camlarından (14) akış sürekli olarak izlenmiştir. Ön ısıtıcıdan çıktıktan sonra istenen kuruluk derecesine getirilmiş olan soğutucu akışkan test bölümüne gelerek mikrokanallardan geçmektedir. Mikrokanallardan geçerken verilen ısıyı absorbe eden akışkan, kuruluk derecesi artmış olarak test bölümünü terk etmektedir. Daha sonra ısı değiştiricisinde (8) yoğunlaştırularak doyma sıcaklığından daha düşük sıcaklığa getirilmekte ve tanka gönderilerek çevrim devam etmektedir. Sistemdeki tüm elemanlar ve borular ısı kaybını en aza indirmek için ısı iletkenliği yaklaşık 0,036 W/mK olan elastomerik kauçuk köpüğü yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır.

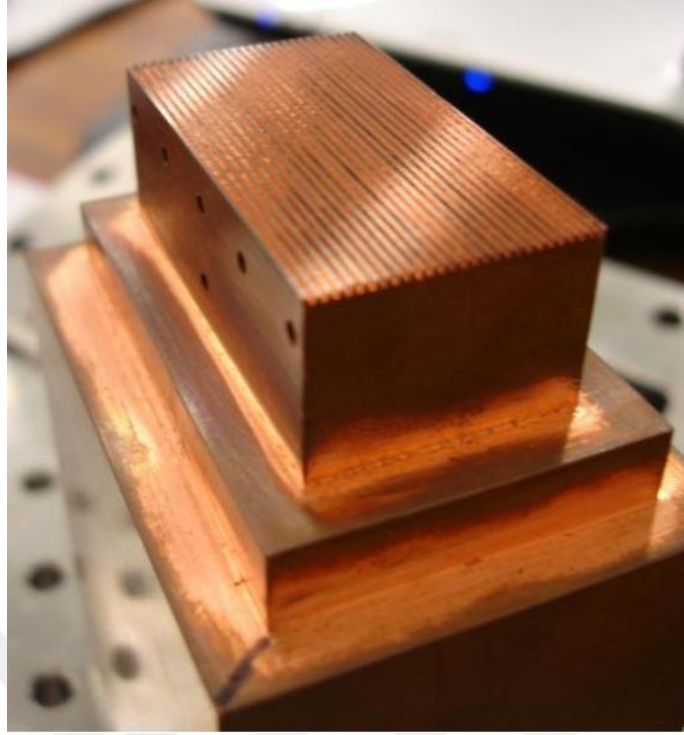
### **3.2 Test Bölümü**

Mikrokanallı ısı alıcısının muhafaza edildiği kısım test bölümü olarak adlandırılmıştır. Şekil 3.2’de test bölümünü detaylı katı modeli gösterilmektedir. Isı alıcısını çevreleyen dış gövde (8), düşük ısı iletkenliğe (0,288 W/mK) sahip epoksi reçineden üretilmiştir. En üst ve en alt kısımda yüksek ısı dirence sahip paslanmaz çelikten imal edilmiş levhalar (1,12) bulunmaktadır. Üst levha ile dış gövde arasından bulunan transparan polikarbonat levha (2), mikrokanallardan geçişi sırasında akışkanın gözlemlenebilmesi için sağlamaktadır. Mikrokanallı ısı alıcısı (10) oksijensiz bakır bloktan imal edilmiştir. Şekil 3.3’te görüldüğü gibi üzerinde her biri 0,421 mm hidrolik çapa sahip 27 adet mikrokanal (9) bulunmaktadır. Kanalların derinliği, genişliği, kanat kalınlığı ve uzunluğu mikroskobik görüntüleme sistemi kullanılarak ölçülmüştür. Boyutlarla ilgili detaylı bilgiler Çizelge 3.1’de verilmektedir. Kanallar arasında oluşabilecek çapraz kaçakları önlemek için mikrokanalların üzeri ince transparan poliüretan film (4) ile kaplanmıştır. Ayrıca sızdırmazlığın sağlanması adına polikarbonat levha ile dış gövde arasına kauçuk malzeme (3) bulunmaktadır. Test bloğu ile alt levha arasında yalıtımın sağlanabilmesi için test bloğunun altına izolasyon levhası (11) yerleştirilmiştir. Tüm sistemde kullanılan yalıtım malzemesi haricinde, test bölümüne ısı iletkenliği 0,022 W/mK olan poliüretan köpük ile ön yalıtım yapılmıştır.



- |   |   |
|---|---|
| 1- Paslanmaz çelik üst levha                    | 7- Termokupl bağlantı noktaları           |
| 2- Transparan polikarbonat levha                | 8- Epoksi reçine dış gövde                |
| 3- Kauçuk                                       | 9- Mikrokanallar                          |
| 4- Transparan poliüretan film                   | 10- Mikrokanallı ısı alıcısı test parçası |
| 5- Termokupl ve basınç ölçer bağlantı kanalları | 11- İzolasyon levhası                     |
| 6- Giriş ve çıkış bağlantı kanalları            | 12- Paslanmaz çelik alt levha             |

Şekil 3.2 Test bölümünün detaylı katı modeli



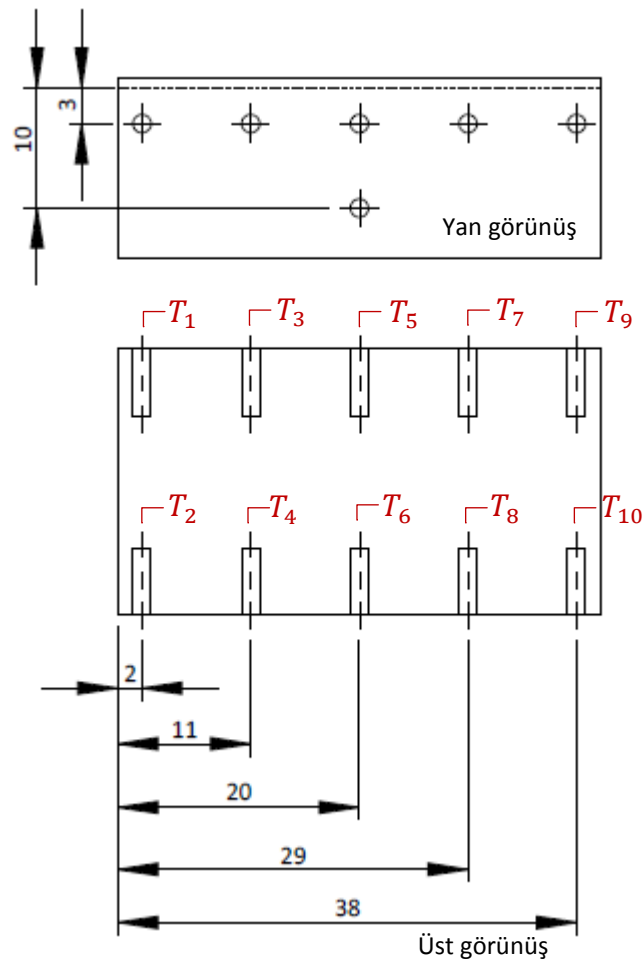
Şekil 3.3 Mikrokanallı ısı alıcısı test parçasının fotoğrafı (Thiangtham vd. [8])

Çizelge 3.1 Mikrokanallı ısı alıcısının boyutları

| Kanal parametreleri  | Değerler                  |
|--|---------------------------|
| Kanal sayısı ( $N$ )   | 27                        |
| Kanalların hidrolik çapı ( $D_h$ )                           | 421 $\mu\text{m}$         |
| Kanal genişliği ( $W_k$ )                                    | 382 $\pm$ 1 $\mu\text{m}$ |
| Kanat yüksekliği ( $H_{fin}$ )                               | 470 $\pm$ 1 $\mu\text{m}$ |
| Kanat genişliği ( $W_{fin}$ )                                | 416 $\pm$ 1 $\mu\text{m}$ |
| Kanal en boy oranı ( $\beta$ )                               | 1,23                      |
| Kanal uzunluğu ( $L$ )                                       | 40 $\pm$ 0,025 mm         |
| Kanal duvarı ile termokupllar arasındaki mesafe ( $\delta$ ) | 3 $\pm$ 0,025 mm          |

Test bölümüne sabit ısı akısı sağlayabilmek için 12 adet kartuş ısıtıcı bakır bloğun altında dikey olarak yerleştirilmiştir. Isıtıcılara manuel olarak kontrol edilen AC güç kaynağından enerji sağlanmaktadır. Verilen enerji miktarını ölçmek ve kontrol etmek için  $\pm$ % 2,2 belirsizliğe sahip dijital kelepçeli multimetre kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın sıcaklığını ölçmek için ısı alıcısının giriş ve çıkışına T-tipi 0,5 mm çapında  $\pm$  0,1

belirsizliğe sahip termokupllar yerleştirilmiştir. Ayrıca, ısı alıcısının her iki yanında bloğun içine yerleştirilmiş aynı tipte beşer adet termokupl bulunmaktadır. Bu termokupllardan elde edilen verilerle mikrokana1 duvar sıcaklığı hesaplanmaktadır. Yine bloğun içinde, her iki yanda birer termokupl daha bulunmaktadır. En alttaki bu termokupllar sayesinde blok içinde gerçekleşen iletimle ısı transferi ve bloğun ısı iletim katsayısı kontrol edilmektedir. Blok içindeki termokuplların konumları ve numaralandırılması Şekil 3.4'te detaylı olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.4 Bakır bloğun içindeki termokuplların pozisyonları

### 3.3 Deney Koşulları

Deneyler sırasında akışkanın doyma sıcaklığı, kütle akısı ve ısı akısının akış kaynaması sırasında ısı taşınım katsayısına olan etkisi incelenmektedir. Bu nedenle, test bölümünün girişinde öncelikle akışkanın kuruluk derecesi, doyma sıcaklığı ve kütle akısı sabit tutulmuştur. ısı akısı, akışkan kritik ısı akısına ulaşıncaya kadar belirli aralıklarla artırılmıştır. Her sabit ısı akısında akış kararlı duruma gelene kadar beklenmiştir. Sistem

kararlı hale ulaştıktan sonra ekipmanlardan gelen veriler uzun süre boyunca kaydedilmiştir. Farklı doyma sıcaklıkları ve farklı kütle akılarında deneyler aynı şekilde tekrarlanmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği koşullar Çizelge 3.2’de gösterilmektedir. Ekipmanlardan gelen sinyaller ve veriler Labview ve National Instruments DAQ yazılımları kullanılarak takip edilmiş ve kaydedilmiştir.

Çizelge 3.2 Deney koşulları

| Parametreler                   | Aralık                         |
|--------------------------------|--------------------------------|
| Kütle akısı ( $G$ )            | 800 – 1200 kg/m <sup>2</sup> s |
| Doyma sıcaklığı ( $T_{doy}$ )  | 18 – 28 °C                     |
| Doyma basıncı ( $P_{doy}$ )    | 5,37 – 7,27 bar                |
| Duvar ısı akısı ( $q''_d$ )    | 25 – 500 kW/m <sup>2</sup>     |
| Giriş kuruluk derecesi ( $x$ ) | 0,05                           |

### 3.4 Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Bu kısımda R134a soğutucu akışkanının akış kaynaması ısı taşınım katsayısının deneylerden elde edilen verilerle hesaplanmasında kullanılan metod detaylı olarak anlatılmaktadır. Öncelikle, belirlenen deney koşullarından biri olan test bölümü girişindeki kuruluk derecesinin hesaplanabilmesi için ön ısıtıcıdan akışkana olan ısı transfer hızının bilinmesi gerekmektedir. DC güç kaynağından verilen enerji ile ön ısıtıcıda ısıya dönüşen ve akışkan tarafından absorbe edilen enerji arasındaki oran yaklaşık olarak %5 bulunmuştur [8]. Bu nedenle güç kaynağından verilen enerjinin akışkana aktarılan enerjiye eşit olduğu kabul edilmektedir. Yapılan kabule göre ön ısıtıcıdan akışkana doğru gerçekleşen ısı transfer hızı ( $\dot{Q}_{ph}$ ) eşitlik (3.1) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{ph} = V \times I \quad (3.1)$$

Burada  $V$  güç kaynağından ayarlanan voltajı,  $I$  ise akımı temsil etmektedir.

Akışkanın, ön ısıtıcı girişinde sıvı fazda olduğu ve ön ısıtıcı içerisinde kaynamanın meydana geldiği bilinmektedir. Dolayısıyla, enerjinin bir kısmı duyulur ısı olarak geri



kalanı ise gizli ısı olarak akışkan tarafından absorbe edilmiştir. Akışkanın sıcaklığında artışa sebep olan duyulur ısı transfer hızı eşitlik (3.2) ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{duy} = \dot{m}c_p(T_{ph,\zeta} - T_{ph,g}) \quad (3.2)$$

Burada  $\dot{m}$  akışkanın kütleli debisini,  $c_p$  ise sabit basınçtaki özgül ısını belirtmektedir. Duyulur ısı transfer hızı bulunduğu göre, akışkana transfer edilen gizli ısı aşağıdaki eşitlikle bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{gizli} = \dot{Q}_{ph} - \dot{Q}_{duy} \quad (3.3)$$

Kuruluk derecesinin hesaplanabilmesi için gereken, akışkanın ön ısıtıcı çıkışındaki entalpisi ( $i_{ph,\zeta}$ ) eşitlik (3.4) kullanılarak elde edilmektedir. R134a soğutucu akışkanının özgül ısı, entalpi, doyma sıcaklığı, doyma basınç vb. özelliklerinin tümü, Çengel ve Boles [44] tarafından hazırlanan termodinamik tablolardan alınmıştır.

$$i_{ph,\zeta} = \frac{\dot{Q}_{gizli}}{\dot{m}} + i_{l@ph,\zeta} \quad (3.4)$$

Bir akışkanın kaynama süresince sıcaklığının sabit kaldığı kabul edildiğine göre, R134a'nın kaynama başlangıcındaki sıcaklığı ile ön ısıtıcı çıkışındaki sıcaklığı birbirine eşittir. Kaynamanın başladığı anda akışkan doymuş sıvı fazındadır. Dolayısıyla, kaynamanın başladığı anda akışkanın entalpisi, ön ısıtıcı çıkışındaki sıcaklığa göre termodinamik tablolardan okunabilen doymuş sıvı entalpisine ( $i_{l@ph,\zeta}$ ) eşittir.

Deney setinde akışkanın taşındığı borularda enerji kaybının olmadığı kabul edilmektedir. Dolayısıyla, ön ısıtıcı çıkışı ile test bölümü girişi arasında akışkan enerji kaybetmemektedir. Bu nedenle akışkanın ön ısıtıcı çıkışındaki entalpisi ile mikrokanallar girişindeki entalpisi ( $i_{ts,g}$ ) birbirine eşittir.

$$i_{ph,\zeta} = i_{ts,g} \quad (3.5)$$

Yapılan bu kabul ile mikrokanallar girişinde akışkanın kuruluk derecesi ( $x_{ts,g}$ ) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$x_{ts,g} = \frac{i_{ts,g} - i_{l@ts,g}}{i_{v@ts,g}} \quad (3.6)$$

Burada  $i_{l@ts,g}$  ve  $i_{lv@ts,g}$  R134a'nın akışkanının mikrokanallar girişindeki sıcaklığına bağlı olarak bulunan doymuş sıvı entalpisi ve buharlaşma entalpisini ifade etmektedir.

Test bölümünde kullanılan AC güç kaynağından alınan enerji ön ısıtıcıda olduğu gibi bakır bloğa aktarılan ısı enerjisine eşit kabul edilmektedir. Böylece, test bölümünde akışkana doğru gerçekleşen ısı transfer hızı ( $\dot{Q}_{ts}$ ) eşitlik (3.7) ile belirlenmektedir.

$$\dot{Q}_{ts} = V \times I \quad (3.7)$$

$A_t$ , test parçasının taban alanını ifade etmektedir. Test parçasının taban genişliği ( $W_t$ ) ve kanal uzunluğu ( $L$ ) kullanılarak eşitlik (3.8) ile hesaplanmaktadır.

$$A_t = L \times W_t \quad (3.8)$$

Tabana verilen enerji nedeniyle bu alana etki eden ısı akısı ( $q_t''$ ) aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$q_t'' = \frac{\dot{Q}_{ts}}{A_t} \quad (3.9)$$

Mikrokanal duvarındaki ısı akısı ( $q_d''$ ), adyabatik kanat varsayımıyla taban ısı akısına bağlı olarak aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$q_d'' = q_t'' \frac{W_k + W_{fin}}{W_k + (2\eta H_{fin})} \quad (3.10)$$

Kanat verimi  $\eta$  ile gösterilmektedir ve eşitlik (3.11) kullanılarak bulunmaktadır.

$$\eta = \frac{\tanh(f \times H_{fin})}{f \times H_{fin}} \quad (3.11)$$

Burada  $f$ , kanat parametresini simgelemektedir. Kanat parametresi hesabı eşitlik (3.12)'de gösterilmektedir.

$$f = \sqrt{\frac{2h_{ort}(W_{fin} + L)}{k_b W_{fin} L}} \quad (3.12)$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanması için mikrokanal duvar sıcaklığının bilinmesi gerekmektedir. Test bölümünün açıklandığı kısımda bahsedildiği gibi, termokupllar bakır bloğun içinde mikrokanal duvarlarına belirli bir  $\delta$  uzaklığında bulunmaktadır. Şekil 3.4'te görüldüğü üzere termokupllar numaralandırılmıştır. Kanalların girişine aynı

uzaklıkta konumlandırılmış, karşılıklı termokupl çiftlerinden okunan ortalama sıcaklık  $T_{t,n}$  ( $n = 1, 2, 3, 4, 5$ ) ile gösterilmektedir. Örneğin  $T_1$  ile  $T_2$ 'den okunan sıcaklığın ortalaması  $T_{t,1}$ ,  $T_3$  ile  $T_4$ 'ten okunan sıcaklığın ortalaması  $T_{t,2}$  olarak belirtilmektedir.

$$T_{t,1} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (3.13)$$

Her bir  $T_{t,n}$  değerine göre mikrokanal duvar sıcaklığı ( $T_{d,n}$ ) hesaplanmaktadır. Eşitlik (3.14)'te en genel hali ile duvar sıcaklıklarının ( $T_{d,1}, T_{d,2}, T_{d,3}, T_{d,4}, T_{d,5}$ ) bağıntısı verilmektedir.

$$T_{d,n} = T_{t,n} - \frac{q_t'' \times \delta}{k_b} \quad (3.14)$$

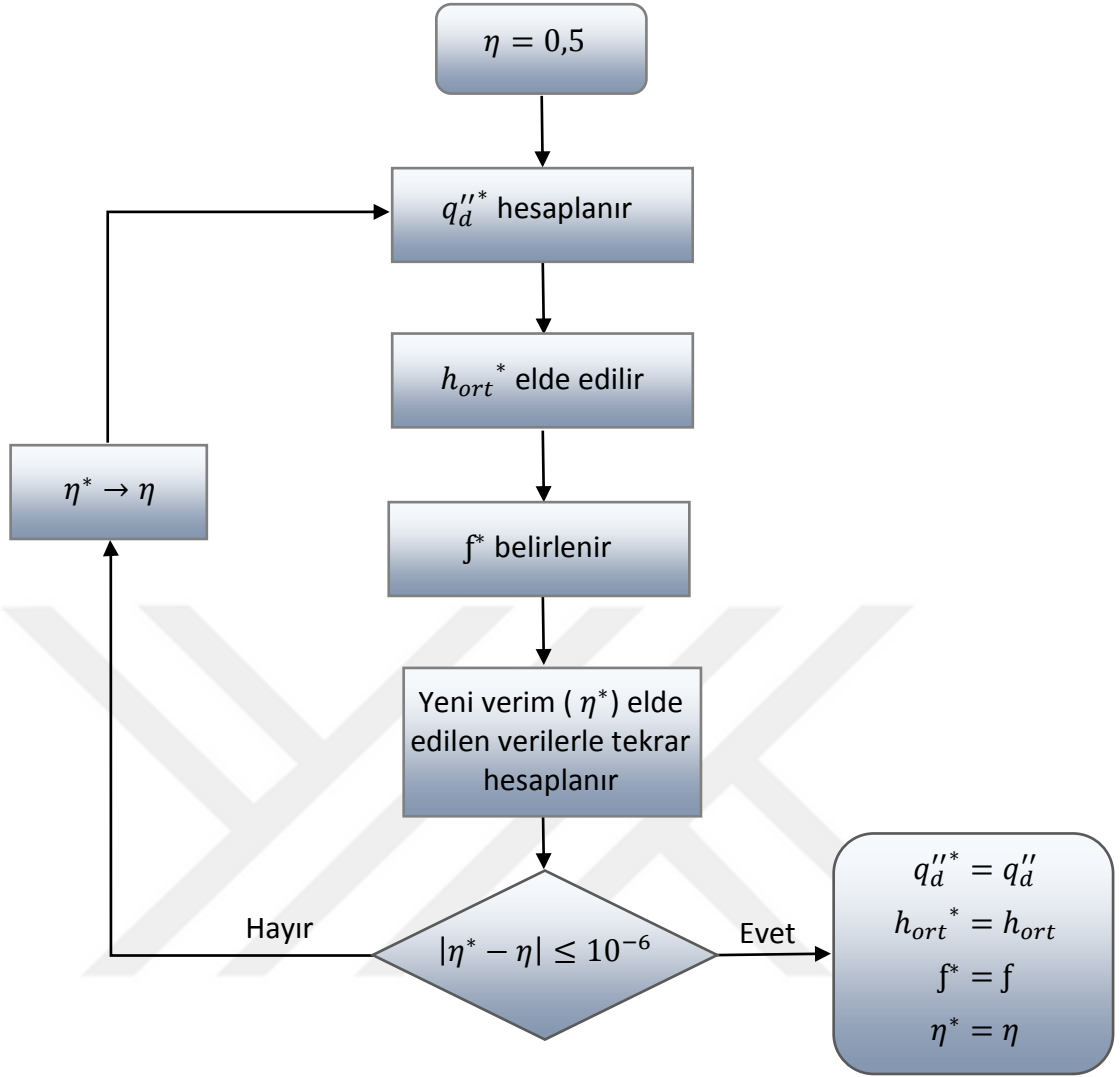
Burada  $k_b$  bakırın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Bulunan tüm duvar sıcaklıklarının aritmetik ortalaması  $T_{d,ort}$  olarak gösterilmektedir. Mikrokanelerin giriş ve çıkışındaki termokupllardan okunan akışkanın sıcaklığı ise akışkanın ortalama doyma sıcaklığı ( $T_{doy,ort}$ ) olarak kabul edilmektedir.

$$T_{doy,ort} = \frac{T_{ts,g} + T_{ts,\xi}}{2} \quad (3.15)$$

Buna göre ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlik ile bulunmaktadır.

$$h_{ort} = \frac{q_d''}{T_{d,ort} - T_{doy,ort}} \quad (3.16)$$

Ancak fark edildiği üzere, kanat parametresi hesabında bulunan ortalama ısı taşınım katsayısı, çözüme direkt olarak ulaşılmasını engellemektedir. Bu nedenle hesaplamalarda Şekil 3.5'te gösterilen akış şeması takip edilerek ortalama ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. Öncelikle kanat verimine bir başlangıç değeri verilip buna bağlı olarak  $q_d''^*$ ,  $h_{ort}^*$  ve  $f^*$  bulunup yeni  $\eta$  değerine ( $\eta^*$ ) ulaşılmıştır. Sonuçlarda yakınsama en geç  $\eta$  değerinde gerçekleştiği için iterasyonlara  $\eta$  ile  $\eta^*$  arasındaki fark  $10^{-6}$  oluncaya kadar devam edilmiştir. Bu aşamadan sonra ulaşılan  $q_d''^*$ ,  $h_{ort}^*$ ,  $f^*$  ve  $\eta^*$  değerleri asıl olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.5  $q_d''$ ,  $h_{ort}$ ,  $f$  ve  $\eta$  hesaplanmasında izlenen akış

Soğutucu akışkanın ortalama kuruluk derecesinin hesaplanabilmesi için, mikrokanalların çıkışındaki kuruluk derecesinin bilinmesi gerekmektedir. Çıkış kuruluk derecesinin bulunabilmesi için ise bu noktadaki entalpi hesaplanmalıdır.

Akışkan ile mikrokanallar arasında ısı transferinin gerçekleştiği alan  $A_k$  olarak ifade edilirse, mikrokanallardan akışkana olan ısı transfer hızı ( $\dot{Q}_d$ ) eşitlik (3.18) ile hesaplanmaktadır.

$$A_k = 27(W_k L + 2H_{fin} L) \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_d = q_d'' A_k \quad (3.18)$$

Buna göre, mikrokanalların çıkışında akışkanın entalpisi aşağıda verilen eşitlikle ifade edilmektedir.

$$i_{ts,\zeta} = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{m}} + i_{ts,g} \quad (3.19)$$

Kanallar çıkışındaki kuruluk derecesi  $x_{ts,\zeta}$  olarak gösterilmektedir ve eşitlik (3.20) ile hesaplanmaktadır. Akışkanın test bölümündeki ortalama kuruluk derecesi olan  $x_{ts,ort}$ , mikrokanalların giriş ve çıkışındaki kuruluk derecelerinin ortalaması alınarak eşitlik (3.21) ile bulunmaktadır.

$$x_{ts,\zeta} = \frac{i_{ts,\zeta} - i_{l@ts,\zeta}}{i_{lv@ts,\zeta}} \quad (3.20)$$

$$x_{ts,ort} = \frac{x_{ts,\zeta} + x_{ts,g}}{2} \quad (3.21)$$

### 3.5 Belirsizlik Analizi

Deney sonuçlarından elde edilen değerlerdeki hata analizi Kline ve McClintock belirsizlik analizi [45] yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deneyde elde edilen verilere dayanarak hesaplanan ortalama duvar sıcaklığı, ortalama doyma sıcaklığı, kütle akısı, duvar ısı akısı ve ortalama ısı taşınım katsayısının toplam hata oranları ( $W_R$ ) eşitlik (3.22) ile hesaplanmıştır. İlgili parametrelerin toplam hata oranları Çizelge 3.3'te gösterilmektedir.

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

$R$ : ölçülecek boyut

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ : Ölçümü etkileyen değişkenler

$w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ : Bağımsız değişken ile ilgili hata oranı

$W_R$ : Toplam hata oranı

Çizelge 3.3 Hesaplanan parametrelerdeki belirsizlikler

| Parametre                                    | Belirsizlik  |
|--|--------------|
| Ortalama duvar sıcaklığı ( $T_{d,ort}$ )     | $\pm 0,0447$ |
| Ortalama doyma sıcaklığı ( $T_{doy,ort}$ )   | $\pm 0,0707$ |
| Kütle akısı ( $G$ )                          | 0,35%        |
| Duvar ısı akısı ( $q_d''$ )                  | 2,21%        |
| Ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) | 9,68%        |



### BULGULAR VE TARTIŞMA

Soğutucu akışkan R134a'nın mikrokanallı ısı alıcısında akış kaynaması sırasındaki ısı taşınım katsayısını etkileyen parametreler bu bölümde değerlendirilmektedir. Ayrıca, ısı taşınım katsayısını hesaplamakta kullanılan literatürdeki bazı bağıntılar ile mevcut çalışmada elde edilen sonuçlar karşılaştırılmaktadır.

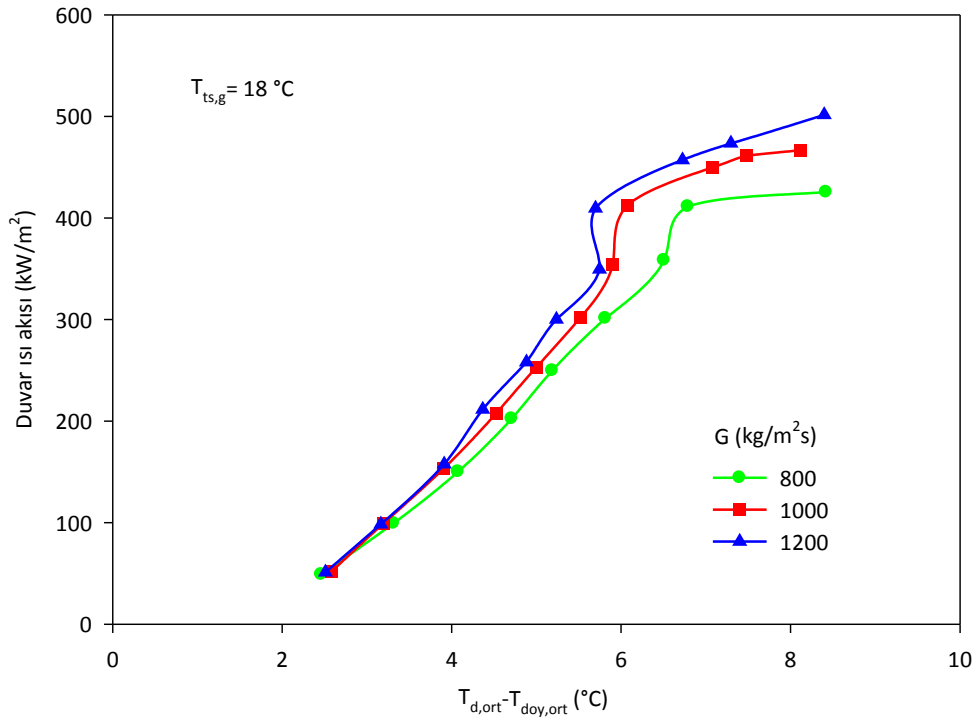
#### 4.1 Kaynama Eğrileri

Bir sisteme verilen ısı akısına bağlı olarak duvar sıcaklık aşımındaki değişimi gösteren grafiklere kaynama eğrisi adı verilmektedir. Mevcut sisteme ait kaynama eğrileri akışkanın doyma sıcaklığının mikrokanallar girişinde sabit tutulduğu 18 °C, 23 °C ve 28 °C'de sırasıyla Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3'te gösterilmektedir. Doyma sıcaklığının sabit olduğu her şekilde, 800 kg/m<sup>2</sup>s, 1000 kg/m<sup>2</sup>s ve 1200 kg/m<sup>2</sup>s olmak üzere üç farklı kütle akısında yapılan deneylerden elde edilen veriler bulunmaktadır. Şekillerdeki sıcaklık farkı, mikrokanallardaki ortalama duvar sıcaklığı ile soğutucu akışkanın ortalama doyma sıcaklığı arasındaki farkı göstermektedir. Tüm koşullarda mikrokanalların girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesi 0,05 değerinde sabit tutulmaktadır. Deneylere ilk olarak 50 kW/m<sup>2</sup>'den düşük ısı akıları verilerek başlanmıştır (Şekil 4.2, 800 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısı için). Ancak en düşük kütle akısı değerinde bile ısı akısının ısı taşınım katsayısında bir değişim yaratmayacak kadar küçük olduğu görülmüştür. Bu nedenle, diğer tüm deneyler, sisteme 50 kW/m<sup>2</sup> duvar ısı akısı verilerek başlatılmıştır ve sistem kritik ısı akısına ulaşmaya kadar adım adım arttırılmıştır.

Kaynama eğrilerinin tümünde, 4 °C sıcaklık farkına kadar görülen eğilim ile daha yüksek sıcaklık farklarında görülen eğilim arasında farklılık olduğu belirlenmiştir. Bu farklı

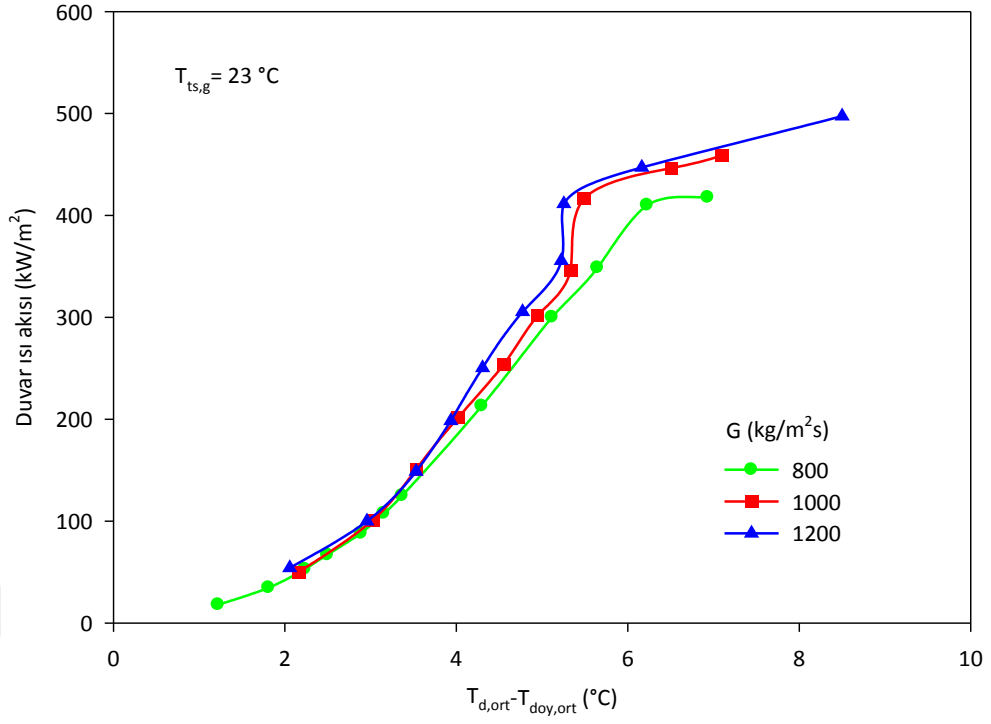
eğilim, ısı transfer mekanizmasının belirli bir eşik değerinden sonra değişmesinden kaynaklanmaktadır. Benzer kaynama eğrilerine Fayyadh vd. [10] tarafından gerçekleştirilen çalışmada rastlanmaktadır. Konvektif kaynamanın ısı akısı arttıkça ısı transferi mekanizmasına hakim olduğu görülmektedir. Çekirdekli kaynamanın ise daha düşük ısı akılarında ısı transfer mekanizmasını domine ettiği belirlenmiştir. Ayrıca, eğrilerin karakteristiğinin değişiminde kütle akısının olumlu etkisini görmek de mümkündür.

Kritik ısı akısı deney koşullarına göre değişiklik göstermektedir. Buradaki çalışma şartlarına ve elde edilen sonuçlara göre kritik ısı akısı yaklaşık  $460 \text{ kW/m}^2$  olarak belirlenmiştir. Sıcaklık farkının  $6 \text{ }^\circ\text{C}$  civarında olduğu durumda kritik ısı akısına ulaşıldığı ve kanallarda kurumanın başladığı görülmektedir. Mevcut sistem, kritik ısı akısında uzun süre çalışmaya, kritik ısı akısının analizinin yapıp bulgularının değerlendirilebilmesi için elverişli değildir. Bu nedenle kritik ısı akısı üzerine fazla değerlendirme yapılamamıştır.

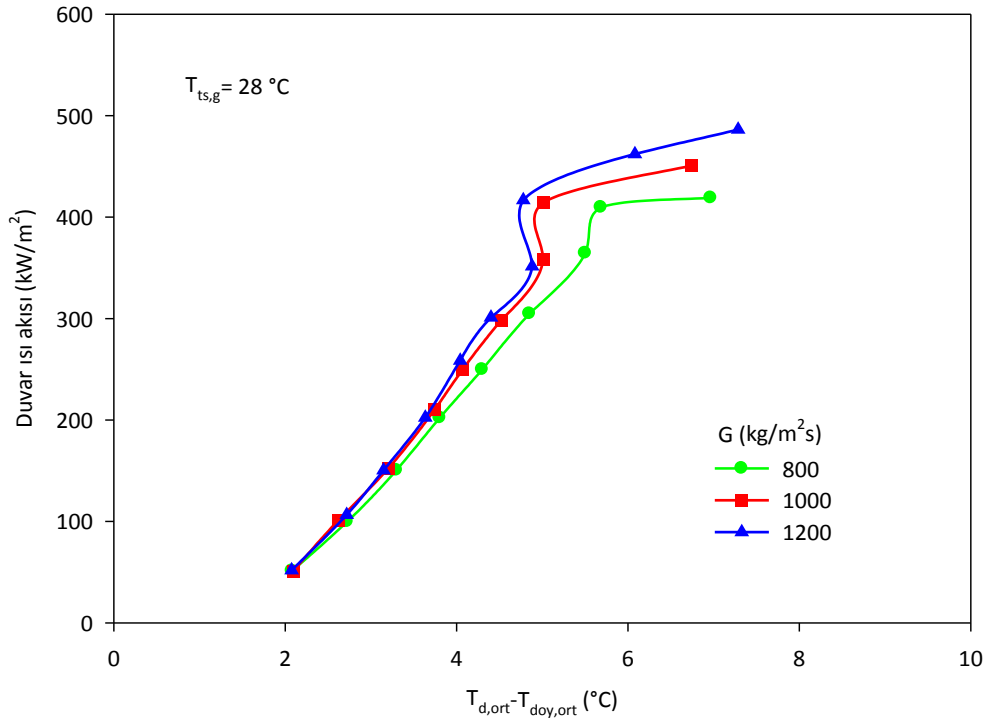


Şekil 4.1 Akışkanın 18 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi





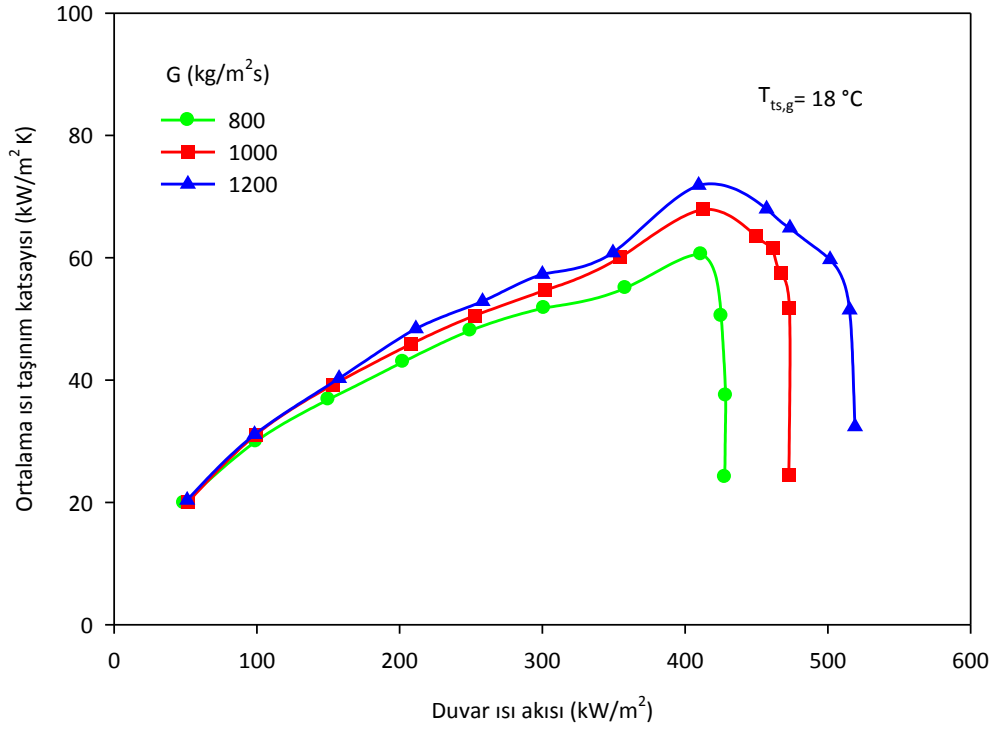
Şekil 4.2 Akışkanın 23 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi



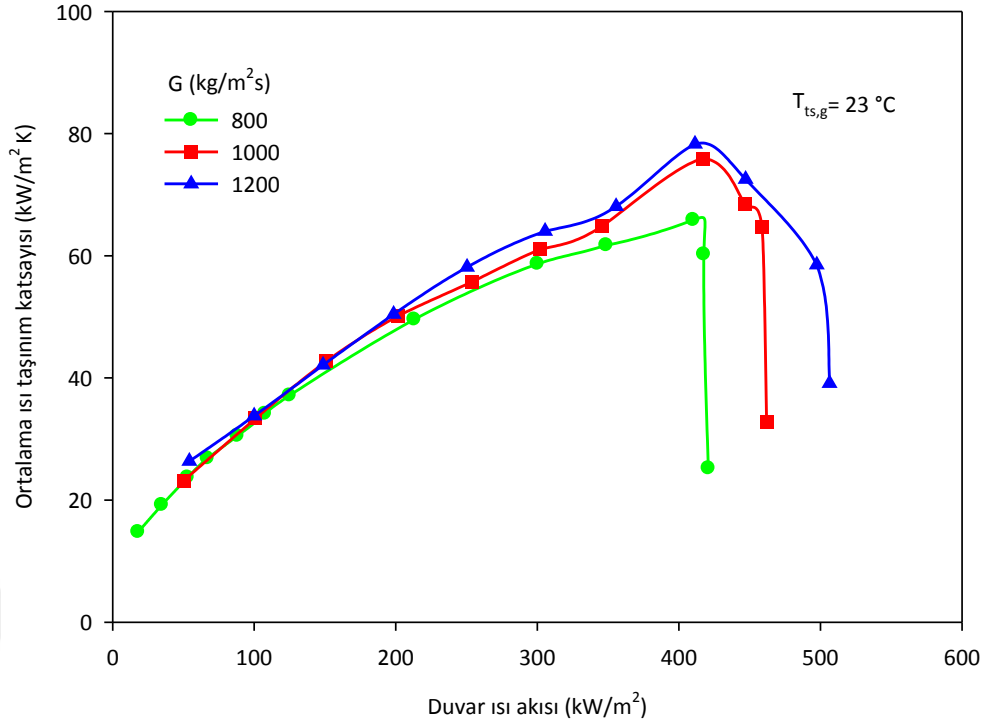
Şekil 4.3 Akışkanın 28 °C giriş doyma sıcaklığındaki kaynama eğrisi

#### 4.2 Ortalama Isı Transfer Katsayısının Duvar Isı Akısına Göre Değişimi

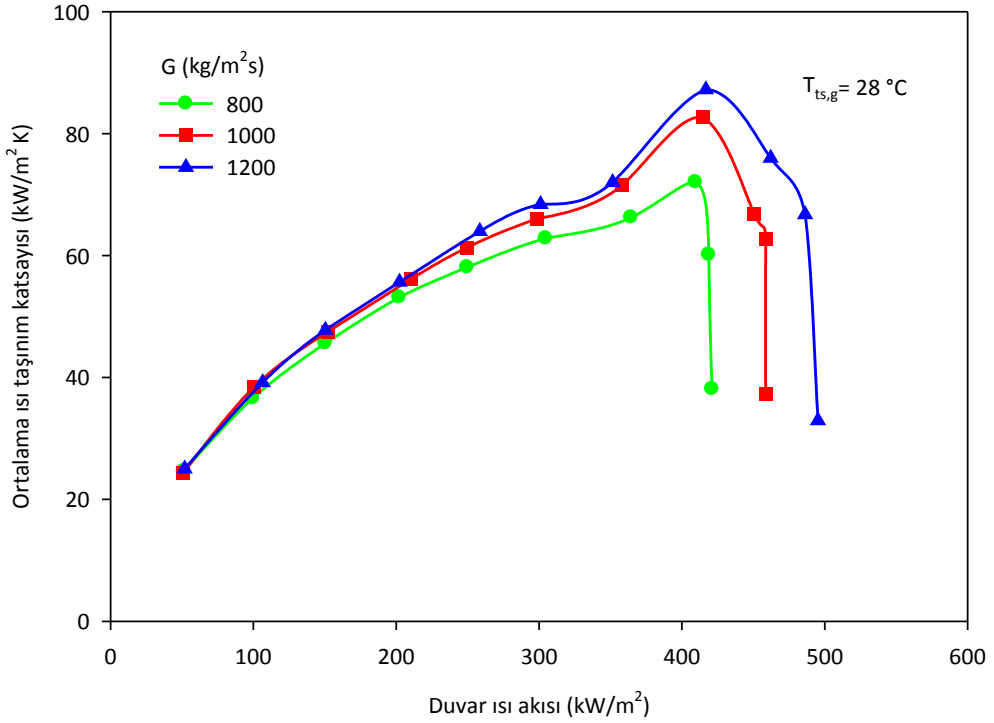
Şekil 4.4, 4.5 ve 4.6'da ısı akısının  $50 \text{ kW/m}^2$  değerinden kritik ısı akısına ulaşana kadarki değişiminin ortalama ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir.  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  olmak üzere akışkanın üç farklı giriş doyma sıcaklığı için çizilen grafiklerde, giriş sıcaklığının sabit olduğu her durumda akışkanın kütle akısı  $800 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ile  $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  arasında değişmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, kütle akısının artışının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerinde arttırıcı etkisi olduğu belirlenmiştir. Ancak detaylı olarak bakıldığında, belirli ısı akısı değerine kadar, kütle akısının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin oldukça zayıf olduğu görülmektedir.



Şekil 4.4 18 °C doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi



Şekil 4.5  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi



Şekil 4.6  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  doyma sıcaklığındaki akışkanda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi

### 4.3 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Kütle Akısı ve Kuruluk Derecesine Göre Değişimi

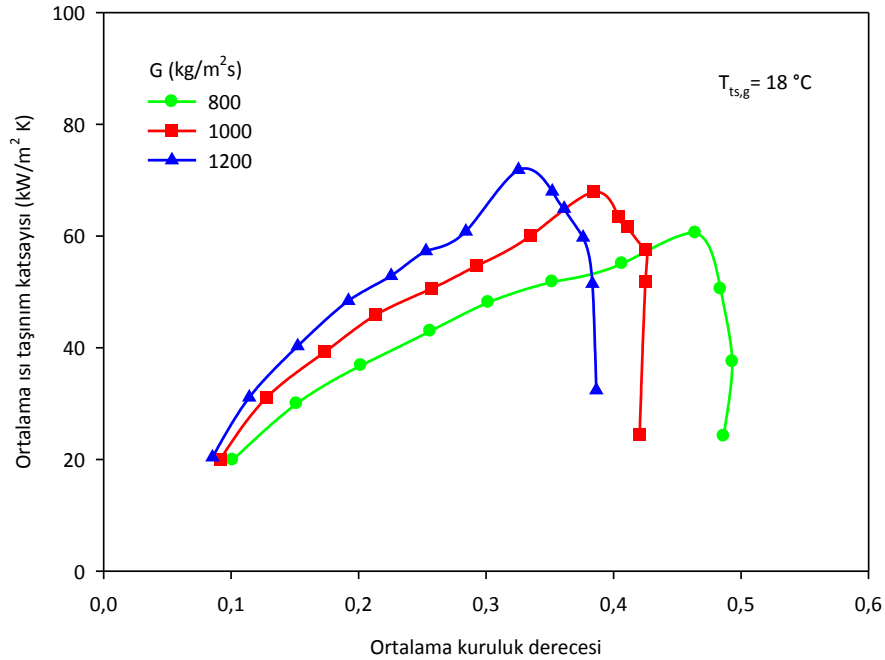
Soğutucu akışkanın giriş doyma sıcaklığının 18 °C’de sabit tularak gerçekleştirilen deneylerde ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına göre değişimi Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Aynı şekilde, 23 °C ve 28 °C doyma sıcaklıkları için elde edilen sonuçlar, sırasıyla Şekil 4.8 ve 4.9’da verilmektedir. Ortalama ısı taşınım katsayısının değişiminin her durumda benzer eğilimde olduğu görülmektedir. Yalnızca Şekil 4.7 ele alındığında, Şekil 4.4’ün aksine, düşük kuruluk derecelerinde kütle akısındaki artışın ortalama ısı taşınım katsayısı üzerindeki arttırıcı etkisinin zayıf olmadığı kanısına varılmaktadır.

Akış kaynaması sırasında ortalama ısı taşınım katsayısı kütle akısı, ısı akısı ve kuruluk derecesi gibi parametrelere bağlı olarak değişmektedir. Bunun yanında parametrelerin değişiminin birbiri üzerinde de etkisi vardır. Deneyler gerçekleştirildikten sonra, sonuçların analiz edilmesi ve değerlendirilmesi sırasında parametrelerin birbirine olan etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Bu etkinin anlaşılabilmesi ve ısı transfer karakteristiğinin doğru olarak yorumlanabilmesi için sistemde ısı transferini domine eden ısı transfer mekanizması değerlendirmeye alınmalıdır. Kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısının üzerindeki etkisinin farklı sonuçlar verdiği görülmesi bu duruma bir örnek olarak gösterilebilir ve bu nedenle ısı transferine etki eden tüm faktörler göz önünde bulundurularak sonuçların yorumlanması gerekmektedir.

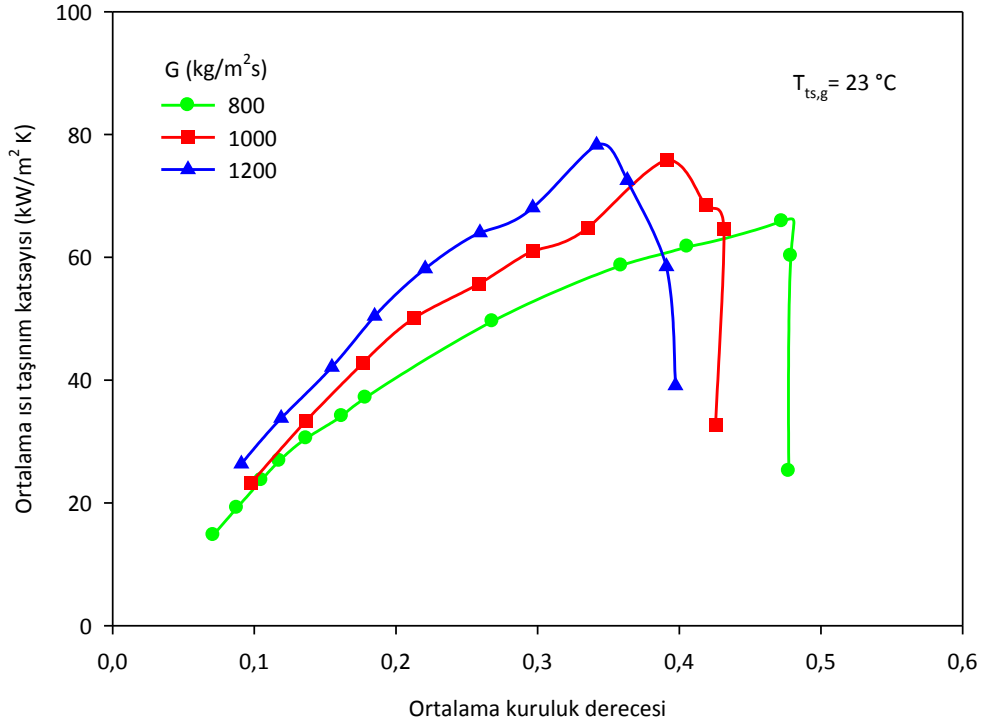
Deneyler sırasında kuruluk derecesi kanal girişinde sürekli sabit tutulmuştur. Bu nedenle sisteme verilen ısı akısı arttıkça kuruluk derecesi yükselmektedir. Bahsi geçen iki şekil (Şekil 4.4 ve Şekil 4.7) birlikte incelendiğinde, verilen ısı akısına, buna bağlı olarak da ortalama kuruluk derecesinin belirli bir eşik değerine ulaşması durumunda ısı transfer mekanizmasının değiştiği söylenebilir. Bu eşik değerine kadar çekirdekli kaynama ısı transfer mekanizmasını domine etmektedir. Çekirdekli kaynama sırasında, kütle akısı ve kuruluk derecesinin ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisinin ihmal edilebilir olduğu literatürde belirtilmektedir [30]. Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9’da düşük ısı akılarında görülen farklı eğilimin nedeni mevcut çalışmada kuruluk derecesinin ısı akısı ve kütle akısına bağlı bir parametre olmasıdır. Isı akısı eşik değerini aştıktan sonra konvektif kaynama baskınlaşmaya başlamaktadır. Konvektif kaynamanın baskın olduğu

durumda kütle akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin arttığı görülmektedir.

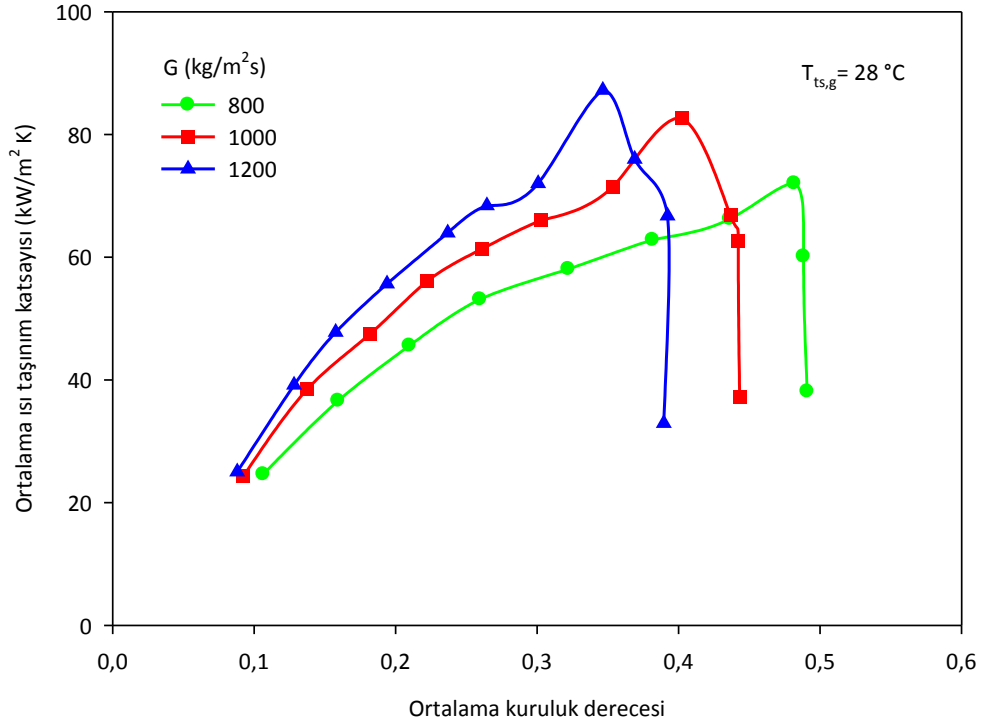
Isı akısının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi de ısı transfer mekanizmasına bağlı olarak değişmektedir. Çekirdekli kaynamanın baskın olduğu çalışma koşullarında, sabit kütle akısında ısı akısı arttırıldığında ortalama ısı taşınım katsayısı yükselmektedir. Benzer çalışmalarda da raporlandığı gibi [6,9] konvektif kaynamanın dominant olduğu koşullarda ortalama ısı taşınım katsayısındaki artışın ısı akısından ziyade kuruluk derecesinin yükselmesinden kaynaklandığı belirlenmiştir. Tüm çalışma koşullarında ısı akısı yaklaşık  $410 \text{ kW/m}^2$  değerine ulaştığında en yüksek ortalama ısı taşınım katsayısı elde edilmektedir. Isı akısı arttırılmaya devam edildiğinde mikrokanallarda kuruma başladığından ısı taşınım katsayısında keskin bir olmaktadır. Kuruluk derecesi kütle akısına bağlı bir parametredir. Bu nedenle en yüksek ısı taşınım katsayısına ulaşıldığı durumda akışkanın ortalama kuruluk derecesi kütle akısına bağlı olarak 0,3 ile 0,48 aralığında değişiklik göstermektedir. Ayrıca, yüksek kütle akısı ile birlikte artan buhar fraksiyonu, kanal yüzeyinde sıvı eksikliğine sebep olmaktadır. Bu sebeple kanallarda meydana gelen kuruma, Şekil 4.7, 4.8, ve 4.9'da görüldüğü gibi kütle akısına bağlı olarak farklı ortalama kuruluk derecelerinde gerçekleşmektedir.



Şekil 4.7 18 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi



Şekil 4.8 23 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi

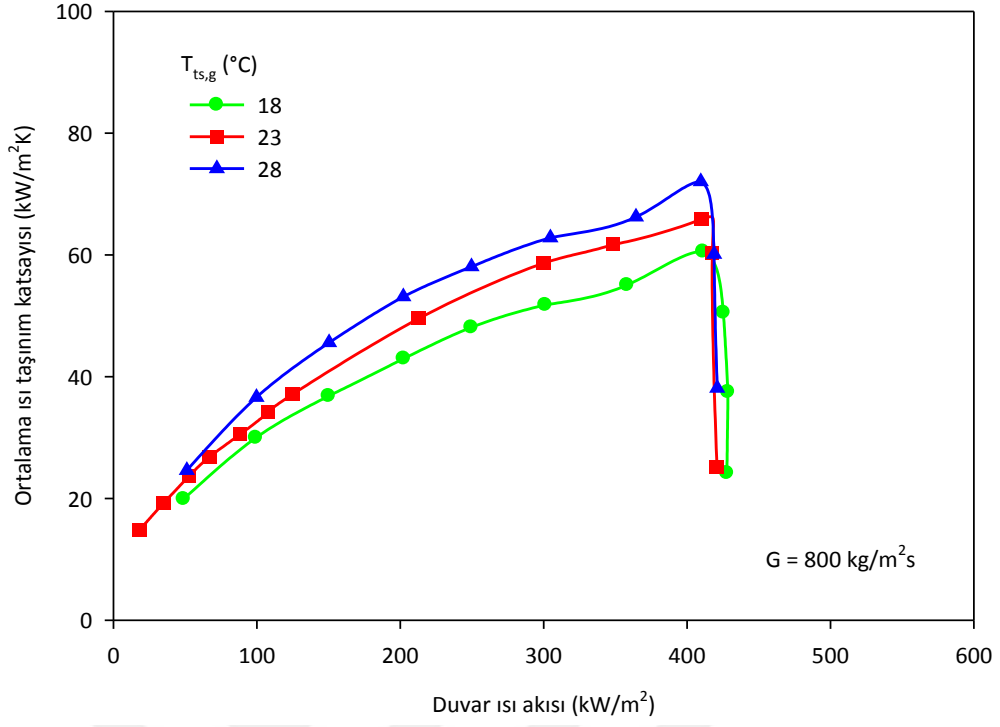


Şekil 4.9 28 °C giriş doyma sıcaklığında ortalama ısı taşınım katsayısının ortalama kuruluk derecesine ve kütle akısına bağlı değişimi

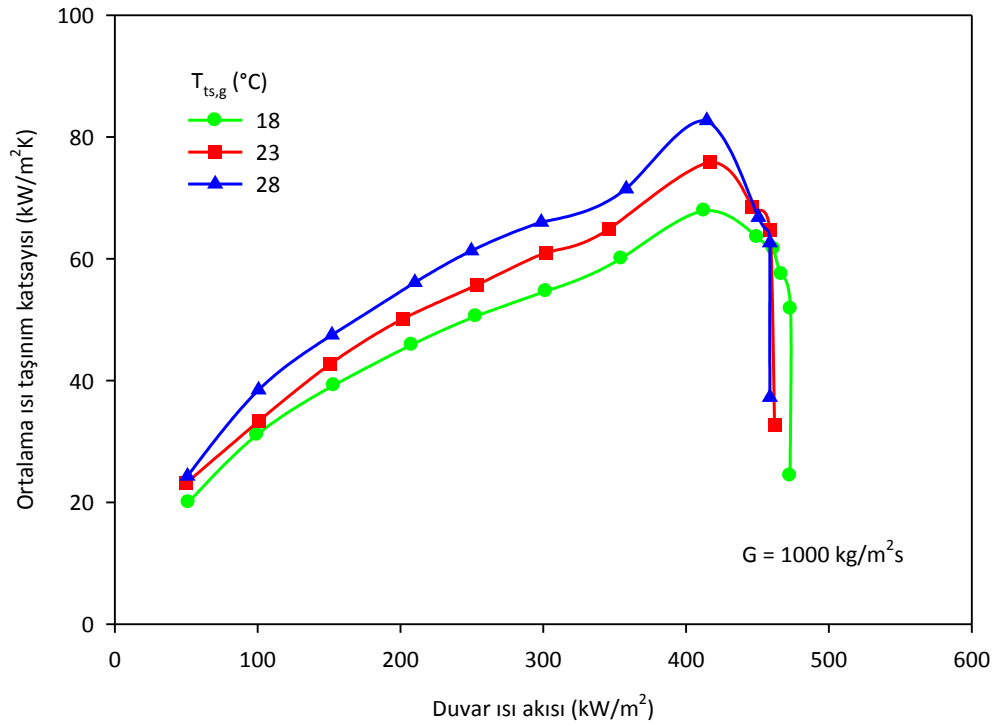
#### 4.4 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Doyma Sıcaklığına Göre Değişimi

800 kg/m<sup>2</sup>s, 1000 kg/m<sup>2</sup>s ve 1200 kg/m<sup>2</sup>s olmak üzere üç farklı sabit kütle kışında duvar ısı akısı ve akışkanın mikrokanallara giriş doyma sıcaklığının ısı taşınım katsayısına etkisi Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12'de gösterilmektedir. Doyma sıcaklığındaki artışın akışkanın ortalama ısı taşınım katsayısının yükselmesini sağladığı görülmektedir. Bunun nedeni, akışkanın doyma sıcaklığının artmasıyla, buharlaşma entalpisinde düşüşün meydana gelmesidir.

Doyma sıcaklığındaki değişimin her çalışma koşulunda ortalama ısı taşınım katsayısını aynı oranda etkilemediği açıkça görülmektedir. Kuruluk derecesinin artmasıyla birlikte doyma sıcaklığının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi yükselmektedir. Yüksek kütle akısında ve kuruluk derecelerinde kanal içinde halka akış rejimi gözlemlenmektedir [23]. Bu durumda akışkanın sıvı fazı ısıtılan kanal yüzeylerinde ince bir film tabaka halinde kalmaktadır. Doyma sıcaklığı arttıkça, akışkanın buharlaşma entalpisi azalmakta ve sıvı film kalınlığı giderek incelmeye başlamaktadır. Bu süre boyunca ortalama ısı taşınım katsayısı artmaya devam etmektedir. Sıvı filminin yırtılıp kanal içinde bölgesel kurumanın meydana geldiği zamana kadar ısı taşınım katsayısı artmayı sürdürür. Bu noktadan sonra, kanal içindeki akışkanın ortalama kuruluk derecesi artmaya devam etse dahi ortalama ısı taşınım katsayısı düşmeye başlamaktadır. Sonuçlar incelendiğinde, doyma sıcaklığındaki değişimin kurumanın meydana geldiği andaki ve ısı akısı ya da kuruluk derecesini etkilemediği belirlenmiştir.

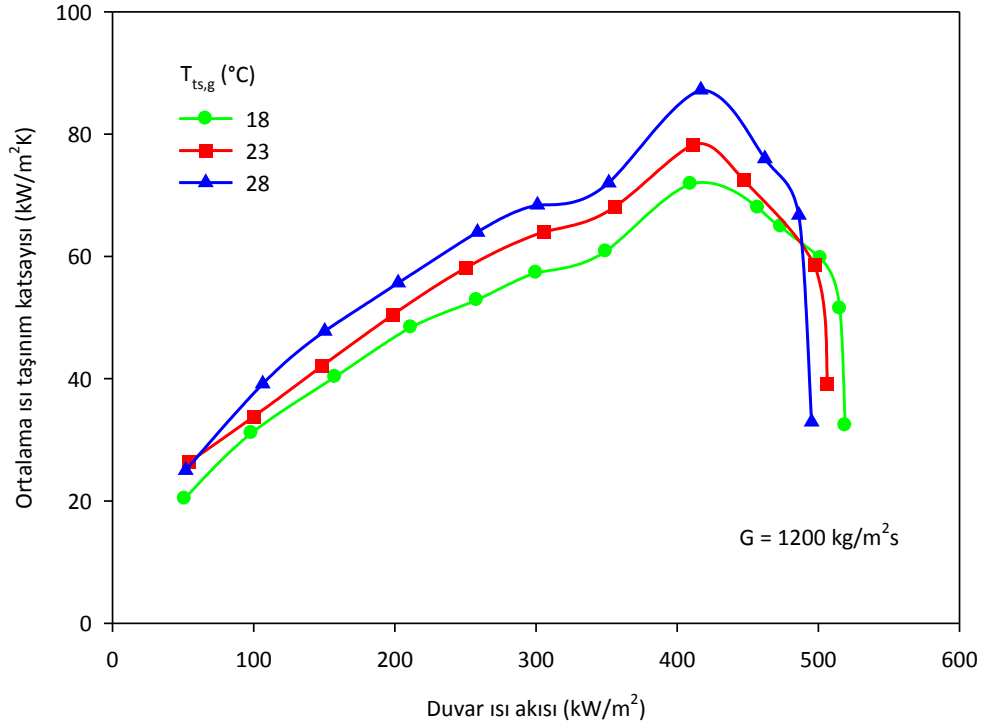


Şekil 4.10 800 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi



Şekil 4.11 1000 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi





Şekil 4.12 1200 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında doyma sıcaklığının ortalama ısı taşınım katsayısına olan etkisi

#### 4.5 Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Literatürdeki Bağlıntılar ile Karşılaştırılması

Bu bölümde, deneysel veriler ile elde edilen R134a soğutucu akışkanının ortalama ısı taşınım katsayısı literatürdeki mevcut bağıntılar ile karşılaştırılmaktadır. Kullanılan bağıntılar [6, 8, 9, 12-25, 31-36] Çizelge 2.1’de bulunmaktadır. Deneysel olarak elde edilen ısı taşınım katsayısıyla, önerilen bağıntılarla hesaplanan arasındaki hatayı belirlemek için ortalama mutlak hata yöntemi kullanılmıştır. Eşitlik (4.1) ile hesaplanan tüm ortalama mutlak hatalar Çizelge 4.1’de verilmektedir.

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{1}^N \frac{|h_{hesaplanan} - h_{deneysel}|}{h_{deneysel}} \times \%100 \quad (4.1)$$

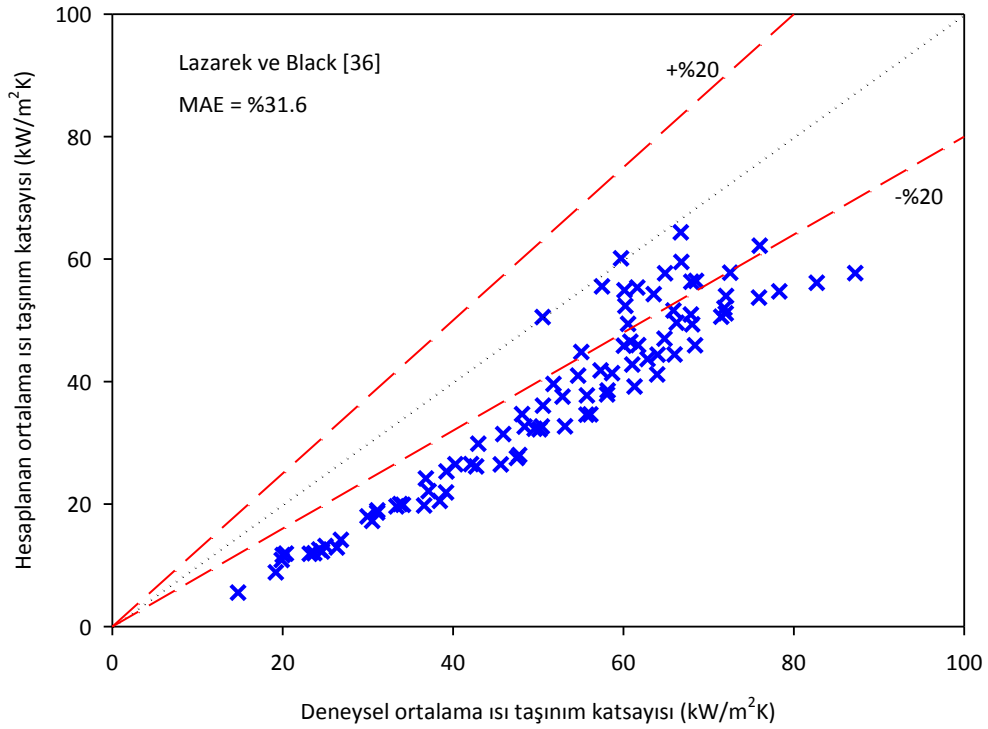
Çizelge 2.1’de gösterilen bağıntılardan bir kısmı kabul görmüş ve literatürde mikrokannalarda ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında yaygın olarak kullanılan bağıntılar arasındadır. Diğerleri ise, sınırlı aralıklardaki çalışma koşullarında gerçekleştirilmiş deneyler sonucunda türetilmiş eşitliklerdir. Burada verilen tüm bağıntıların türetilmesinde uygulanan deneylerle ilgili bilgiler Çizelge 1.1’de bulunmaktadır. Mevcut çalışmada elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı ile önerilen

eşitliklerle hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı karşılaştırıldığında, çoğunda yüksek hata oranı görülmektedir. İleride, deneysel ısı taşınım katsayısını hesaplamada en iyi sonuç veren eşitlikler arasında detaylı karşılaştırılma yapılmaktadır.

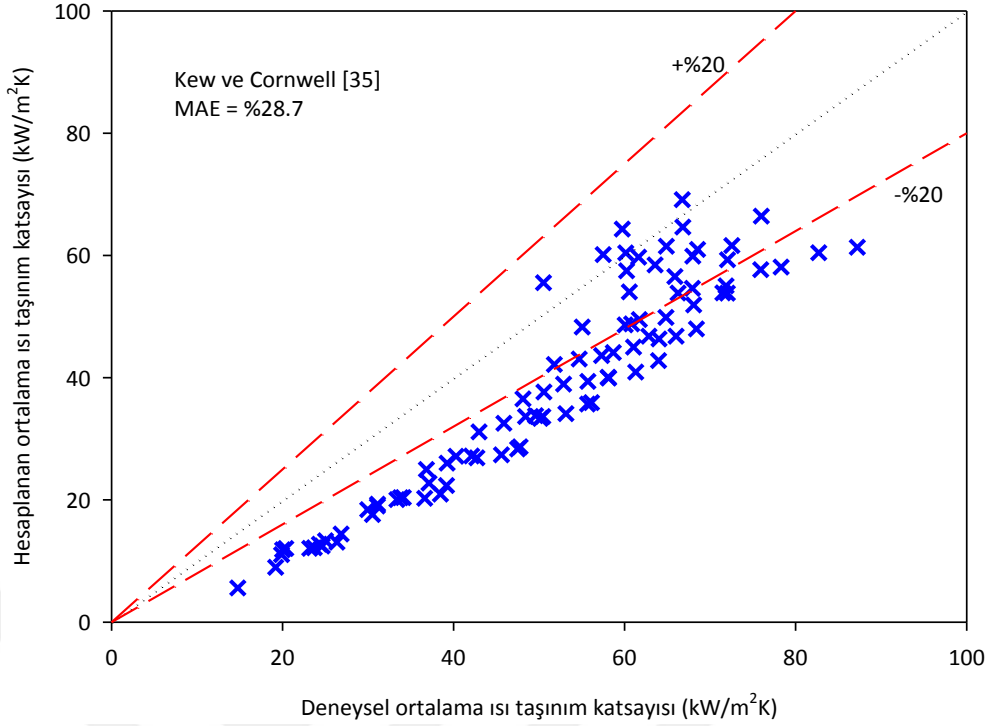
Çizelge 4.1 Önerilen bağıntılarla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısındaki ortalama mutlak hatalar

| Yazarlar                           | MAE [%] |
|------------------------------------|---------|
| Mortada vd. [6]                    | 11,2    |
| Thianghtam vd. [8]                 | 14,7    |
| Jafari vd. [9]                     | 71,3    |
| Lee ve Mudawar [12]                | 67,8    |
| Fang [13]                          | 17,9    |
| Agostini ve Bontemps [14]          | 63,4    |
| Hamdar vd. [15]                    | 16,6    |
| Yun vd. [16]                       | 95,1    |
| Warrier vd. [17]                   | 68,9    |
| Sun ve Mishimal [19]               | 44,5    |
| Tran vd. [20]                      | 79,2    |
| Kim ve Mudawar [21]                | 43,2    |
| Mahmoud ve Karayiannis [22]        | 87,2    |
| Kanizawa vd. [23]                  | 82,2    |
| Oh ve Son [24]                     | 82,2    |
| Sempértegui-Tapia ve Ribatski [25] | 70,0    |
| Ducoulombier vd. [31]              | 37,9    |
| Li ve Wu [32]                      | 69,6    |
| Li ve Wu [33]                      | 76,7    |
| Zhang [34]                         | 79,9    |
| Kew ve Cornwell [35]               | 28,7    |
| Lazarek ve Black [36]              | 31,6    |

Lazarek ve Black [36] ve Kew ve Cornwell [35] tarafından gerçekleştirilmiş çalışmalar mikrokanallarda akış kaynaması üzerine en iyi bilinen çalışmalardandır. Lazarek ve Black [36] tarafından sunulan bağıntıyla mevcut çalışmadaki ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ile deneysel olarak bulunmuş ortalama ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması Şekil 4.13'te verilmektedir. Aynı şekilde, Kew ve Cornwell [35] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.14'te gösterilmektedir. Bağıntıların %31,6 ve %28,7'lik ortalama mutlak hata ile sonuçları öngörebildiği belirlenmiştir. Her iki çalışmada da 1 mm çapından daha büyük dairesel kanallar ve R134a soğutucu akışkanından farklı akışkanlar kullanılmıştır. Buna rağmen önerilen eşitliklerle, mevcut çalışmadakine yakın kanal geometrisine sahip ve R134a'nın akışkan olarak kullanıldığı sistemlerden türetilen diğer bağıntılardan çok daha tutarlı sonuçlar elde edilmiştir.

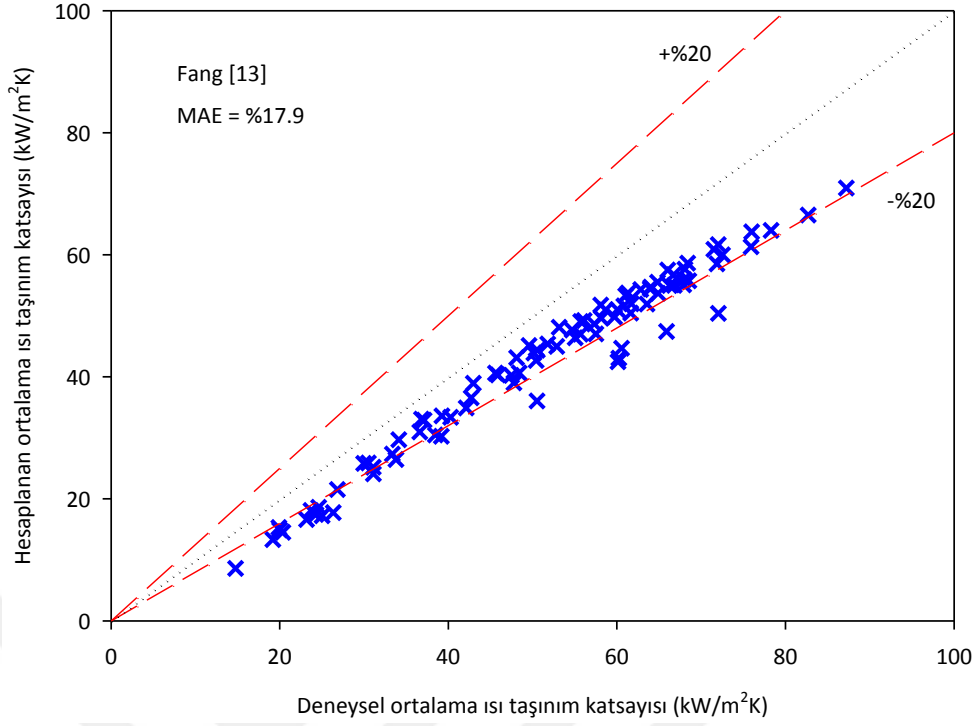


Şekil 4.13 Lazarek ve Black [36] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması



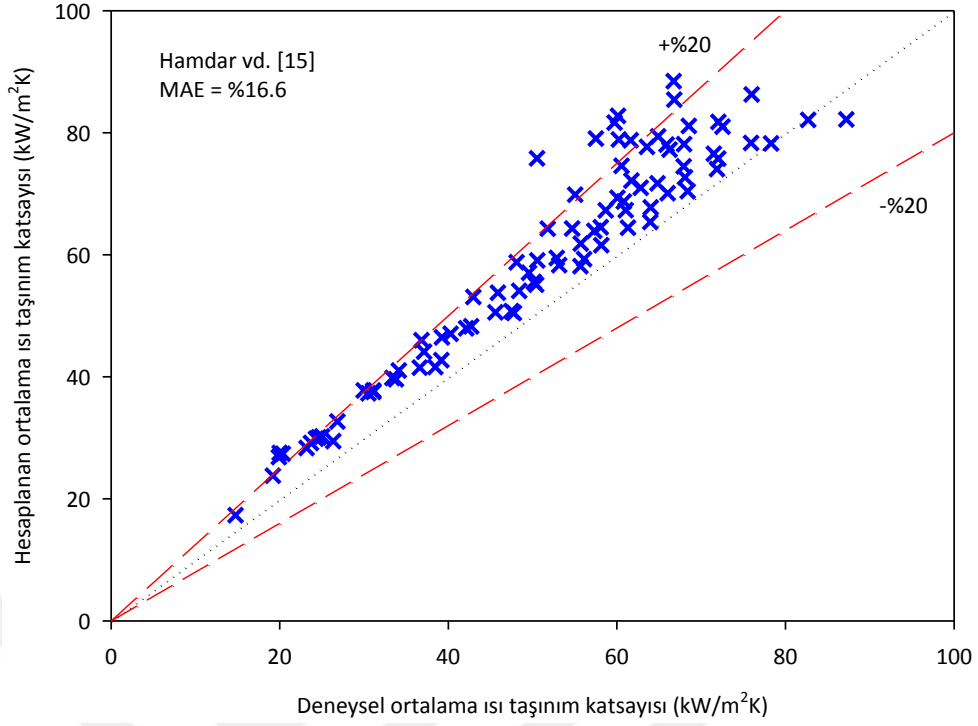
Şekil 4.14 Kew ve Cornwell [35] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması

Fang [13] tarafından geliştirilen bağıntı ile elde edilen ısı taşınım katsayısının mevcut çalışmada elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 4.15'te gösterilmektedir. Önerilen eşitlik kullanılarak %17,9 ortalama mutlak hatayla sonuçların elde edilebildiği belirlenmiştir. Literatürde geniş kullanıma sahip bu bağıntı oluşturulurken akışkan olarak R134a seçilmiş olup, birçok farklı geometriye sahip kanallardan elde edilen veriler kullanılmıştır. Deneyler yüksek kütle akısında ve kısmen düşük ısı akısından gerçekleştirilmiştir. Mevcut çalışma ile uyumuna bakıldığında düşük ve yüksek kütle akısında alınan sonuçlarda daha yüksek hata payının çıktığı görülmektedir. Orta seviyelerdeki kütle ve ısı akısında elde edilen ortalama ısı transfer katsayısıyla, önerilen bağıntının daha uyumlu sonuçlar verdiği belirlenmiştir.



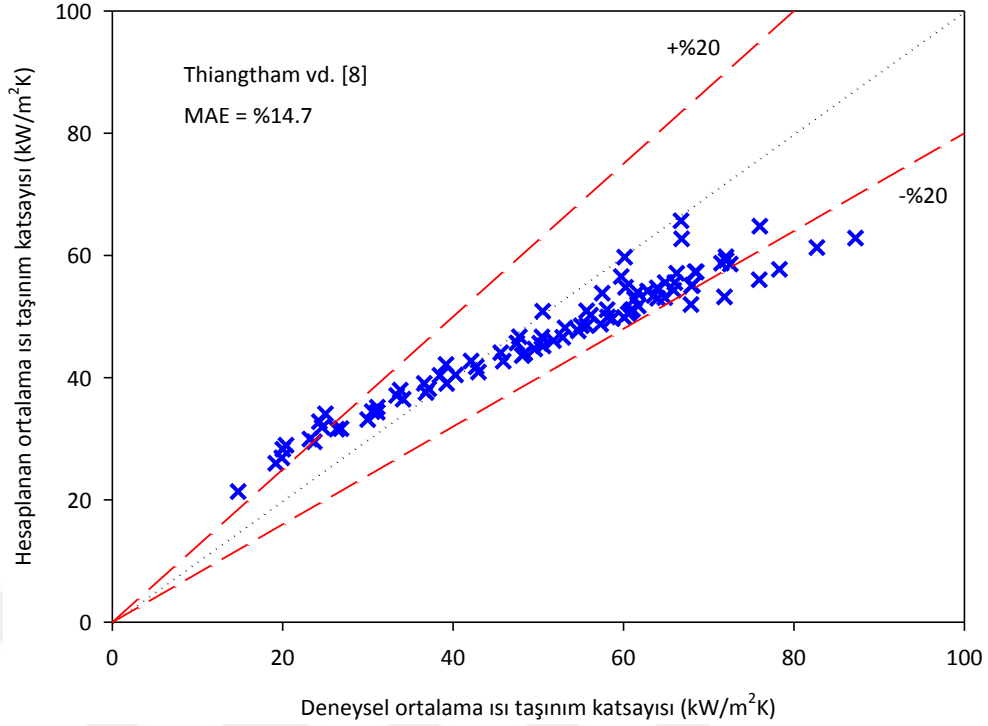
Şekil 4.15 Fang [13] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması

Hamdar vd. [15]'nin 1 mm hidrolik çapa sahip mikrokannalı ısı alıcısı ile yaptığı çalışma sonucunda önerdiği bağıntının mevcut çalışmada bulunan sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 4.16'da gösterilmektedir. Önerilen eşitliğin, deneyler sonucunda hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayılarını %16,6 hata ile tahmin ettiği bulunmuştur. Diğer bağıntılarda olduğu gibi kütle akısı arttıkça hata oranının arttığı belirlenmiştir. En tutarlı sonuçlar orta derecedeki ısı akısında ve orta değerlerdeki doyma sıcaklıklarında elde edilmektedir.



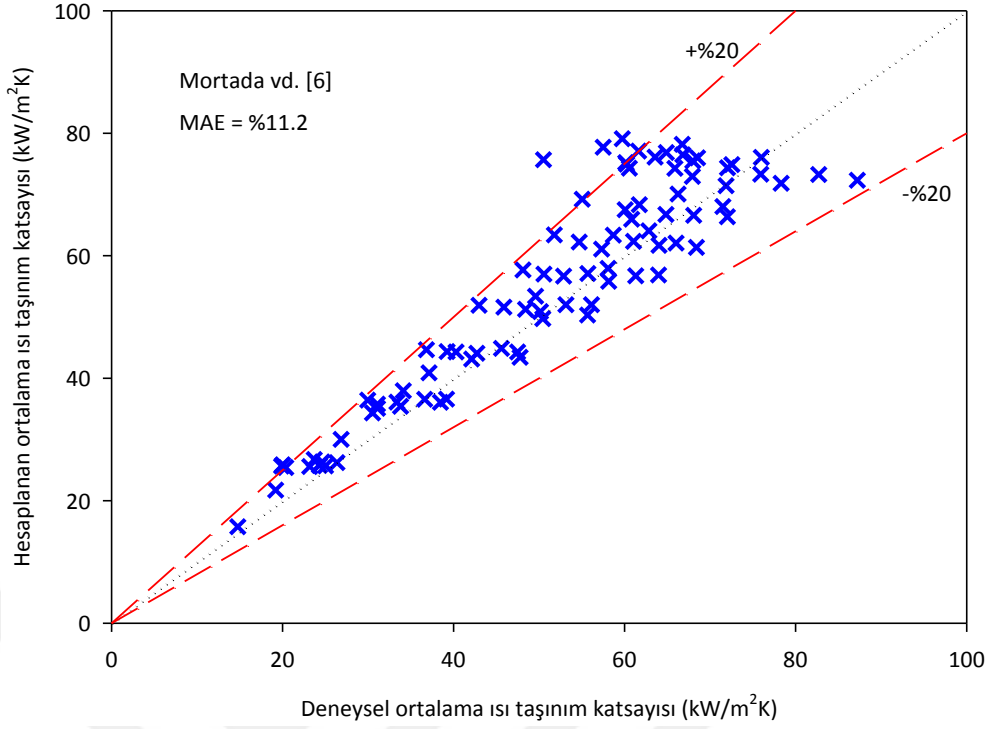
Şekil 4.16 Hamdar [15] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması

Thiangtham vd. [8] tarafından yapılan çalışmada önerilen bağıntının, mevcut çalışmadaki sonuçları %14,7 ortalama mutlak hata ile öngörebildiği Şekil 4.17’de gösterilmektedir. Bu çalışmada deney düzeneği, kanal geometrisi ve soğutucu akışkan aynı olmasına rağmen deneyler göreceli olarak düşük ısı akısı ve düşük kütle akısı koşullarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçları en az hata payıyla hesaplayabilen bağıntılardan biri olduğu söylenebilmektedir. Ancak, bu bağıntının düşük ısı akısında gerçekleştirilen deneylerden elde edilen ısı taşınım katsayısını olması gerekenden yüksek, yüksek ısı akısındakileri ise olması gerekenden düşük hesapladığı görülmektedir.



Şekil 4.17 Thiangtham vd. [8] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi Mortada vd. [6] tarafından önerilen bağıntı, %11,2 ortalama mutlak hata ile deneysel ısı taşınım katsayılarına en yakın sonucu veren eşitlik olmuştur. Bu bağıntının türetildiği deneysel çalışmada kütle akışı en fazla 100 kg/m<sup>2</sup>s değerine getirilmişken ısı akışı en yüksek 15 kW/m<sup>2</sup>’ye çıkartılmıştır. Mevcut çalışma ile karşılaştırıldığında, deneylerde kütle akışı ve ısı akışı göreceli olarak düşük de olsa, gerçekleştirilen deneylerde konvektif kaynamanın ısı transfer mekanizmasını kontrol ettiği rapor edilmiştir. Büyük hidrolik çaplı mikrokanal kullanılmasına ve deney koşullarının gerçekleştirilen deneylerdekine yakın olmamasına rağmen, sonuçları en az hatayla Mortada vd. [6] tarafından sunulan bağıntı hesaplamaktadır. Bunun nedeni, mevcut çalışmada olduğu gibi deneyler sırasında konvektif kaynamanın ısı transfer mekanizmasında baskın olmasıdır. Burada verilen diğer çalışmalarda ve literatürdeki çalışmaların çoğunluğunda ısı transfer mekanizması çekirdekli kaynama tarafından domine edilmektedir. Bu çalışmada önerilen korelasyonun sonuçları en düşük hata ile hesaplayabilmesi, ısı transfer mekanizmasının ortalama ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisinin en belirgin göstergelerinden biridir.



Şekil 4.18 Mortada vd. [6] tarafından önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile mevcut çalışmada elde edilenin karşılaştırılması

#### 4.6 Ortalama Isı Taşınım Katsayısı İçin Yeni Bağıntı Türetilmesi

Gerçekleştirilen deneylerden elde edilen verilere dayanarak R134a soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı belirlemek için yeni bir Nusselt sayısı bağıntısı türetilmiştir. Yeni bağıntının türetilmesinde deneysel çalışmalarda sıklıkla kullanılan en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır. Böylece toplanan verilerin içinden hangi parametrenin Nusselt sayısı, dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısı, üzerinde ne oranda etkisi olduğu belirlenmiştir [46]. Nusselt sayısı için türetilen yeni bağıntı eşitlik (4.2)'de gösterilmektedir.

$$Nu = 23.68Re_{lo}^{0.769}Bo^{0.52} \quad (4.2)$$

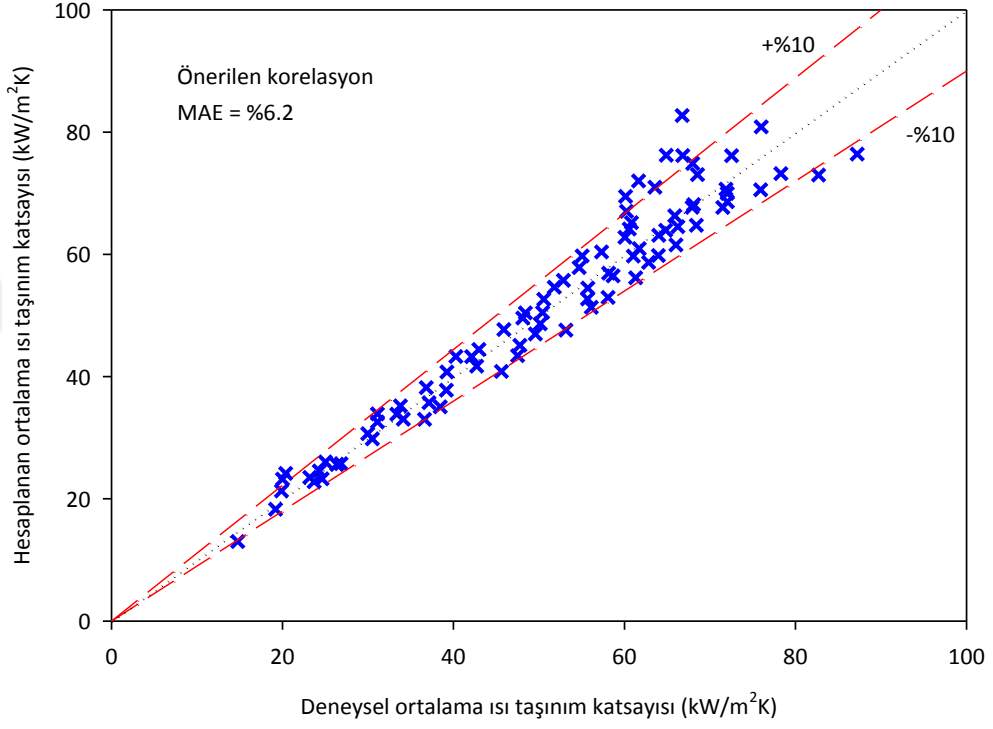
Mikrokanallarda iç akış kaynaması sırasında ortalama ısı taşınım katsayısı yeni türetilen Nusselt sayısı kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$h_{ort} = 23.68Re_{lo}^{0.769}Bo^{0.52} \frac{k_l}{D_h} \quad (4.3)$$

Yeni ortalama ısı taşınım katsayısı bağıntısı, özellikle konvektif kaynamanın ısı transfer mekanizmasına egemen olduğu durumlar için geliştirilmiştir. Ayrıca, 800 kg/m<sup>2</sup>s ile



1200 kg/m<sup>2</sup>s kütle akışı, 50 kW/m<sup>2</sup> ile 460 kW/m<sup>2</sup> ısı akışı, 18 °C ile 28 °C doyma sıcaklığı aralığındaki deney koşulları için kullanılabilir. Şekil 4.19'da önerilen bağıntı ile deneysel veriler kullanılarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayıları arasındaki karşılaştırma gösterilmektedir. Eşitlik (4.1) kullanılarak sonuçlar arasındaki ortalama mutlak hata %6,2 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.19 Önerilen bağıntıyla hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayıları ile mevcut çalışmada deney sonuçlarından hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkanının mikrokanallı ısı alıcısında akış kaynaması sırasındaki ısı taşınım katsayısının bulunması, ısı transferini etkileyen faktörlerin incelenmesi ve elde edilen deneysel sonuçların mevcut çalışmalarda karşılaştırılması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda kurulan sistemde bakırdan üretilmiş 0,421 mm hidrolik çapa sahip mikrokanallara sahip bir ısı alıcısı kullanılmıştır. Akışkanın doyma sıcaklığı, kütle akısı ve ısı akısının ısı taşınım katsayısına olan etkilerini görmek amacıyla bu parametreler değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Akışkanın doyma sıcaklığı ısı alıcısının girişinde 18 °C, 23 °C ve 28 °C’de sabit tutulmuş, kütle akısı 800 kg/m<sup>2</sup>s ile 1200 kg/m<sup>2</sup>s arasında değiştirilmiştir. Her deneye, mikrokanal duvarına 50 kW/m<sup>2</sup> ısı akısı verilerek başlanmış ve sistem kritik ısı akısına ulaşıncaya kadar bu değer arttırılmıştır. Ayrıca deneyler boyunca ısı alıcısı girişinde akışkanın kuruluk derecesi 0,05 değerinde sabit tutulmuştur. Verilen ısı akısıyla nedeniyle artan kuruluk derecesi, mikrokanallar çıkışında hesaplanmıştır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda önerilen bağıntılar kullanılarak ortalama ısı taşınım katsayıları hesaplanmış ve deneysel olarak elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır.

Değiştirilen parametrelerin ortalama ısı taşınım katsayısına etkisinin kolay anlaşılması adına, sonuçların değerlendirilmesi iki kısımda yapılmıştır. Bu kısımlardan birincisi, çekirdekli kaynamanın ısı transfer mekanizmasını kontrol ettiği bölgedir. Bu bölge verilen en düşük ısı akısından başlayıp belirli bir eşik değerine kadar (duvar ile akışkanın arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık 4 °C’ye ulaşana kadar) devam etmektedir. Bu aralıkta, kütle akısı değişiminin ortalama ısı taşınım katsayısına etkisinin yok sayılacak seviyede olduğu görülmektedir. Isı akısının artışının ise ortalama ısı taşınım katsayısını arttırıcı etki yarattığı gözlemlenmiştir. İkinci kısım ise ısı akısının belirtilen eşik değerinden

itibaren kritik ısı akısına ulaşıncaya kadar olan bölüm olarak belirlenmiştir. Bu bölümle ısı transfer mekanizmasını konvektif kaynamanın domine etmektedir. Isı transfer mekanizmasının değişmesiyle beraber kütle akısının ve ısı akısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi de değişmektedir. Kütle akısının yükselmesiyle birlikte ısı transfer katsayısı artmaktadır. Konvektif kaynamanın etkili olduğu kısımda ısı akısının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi azalmaktadır. Bunun yerine kuruluk derecesinin artışına bağlı olarak ortalama ısı taşınım katsayısının arttığı belirlenmiştir. Doyma sıcaklığının etkisinin ısı transfer mekanizmasının değişiminden diğer parametreler kadar etkilenmediği görülmektedir. Doyma sıcaklığının artışı, tüm koşullarda ortalama ısı taşınım katsayısının yükselmesini sağlamaktadır. Ancak, kuruluk derecesinin yüksek olduğu bölgelerde doyma sıcaklığının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisinin daha belirgin olduğu görülmektedir.

Deneysel sonuçlar literatürdeki eşitlikler kullanılarak hesaplanan ısı transfer katsayılarıyla karşılaştırıldığında yüksek ortalama mutlak hata oranlarıyla karşılaşılmıştır. Kew ve Cornwell [35], Lazarek ve Black [36], Fang [13], Hamdar vd. [15], Thiangtham vd. [8] tarafından önerilen bağıntıların, yaklaşık %30 ve daha düşük ortalama mutlak hata ile ısı transfer katsayısını hesaplayabildiği belirlenmiştir. Mortada vd. [6] tarafından önerilmiş olan bağıntı ise %11,2 ortalama mutlak hata ile en iyi sonucu vermektedir. Bu çalışmada kullanılan mikrokanal geometrisi ve deney koşulları için, ısı transfer katsayısını %6,2 ortalama mutlak hata ile hesaplayabilecek yeni bir bağıntı önerilmektedir.

Mikrokanallarda akış kaynaması sırasındaki ısı transfer karakteristiğinin anlaşılması, ısı transferini etkileyen parametrelerin birbirlerine olan etkileri de göz önüne alarak değerlendirilebilmesi için bu konu üzerine çalışmalar devam etmelidir. Bunun yanında, çevre dostu teknolojilerin geliştirilmeye çalışıldığı günümüzde, R134a soğutucu akışkanı yerine alternatif olarak sunulan yeni nesil düşük GWP ve ODP'ye sahip akışkanlar üzerine çalışmalar arttırılmalıdır. Ayrıca mikrokanallarda daha yüksek ısı transferi sağlamak için farklı soğutucu akışkanlar ve farklı mikrokanal tasarımları üzerine yapılan araştırmalar yoğunlaştırılmalıdır.

- [1] Lee, S. ve Mudawar, I. (2016), "Investigation of flow boiling in large micro-channel heat exchangers in a refrigeration loop for space applications", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97: 110-129.
- [2] Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V. (2008), "Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 4775-4787.
- [3] Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V. (2009), "Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels", *International Journal of Multiphase Flow*, 35: 142-154.
- [4] Consolini, L. and Thome, J.R. (2009), "Micro-channel flow boiling heat transfer of R-134a, R-236fa, and R-245fa" *Microfluid Nanofluid*, 6: 731-746.
- [5] Madhour, Y., Olivier, J., Costa-Patry, E., Paredes, S., Michel, B., Thome, J.R. (2011), "Flow Boiling of R134a in a Multi-Microchannel Heat Sink with Hotspot Heaters for Energy-Efficient Microelectronic CPU Cooling Applications", *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 1: 873-883.
- [6] 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: 962-973.
- [7] Nascimento, F.J.D., Leão, H.L.S.L., Ribatski, G. (2013), "An experimental study on flow boiling heat transfer of R134a in a microchannel-based heat sink", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 45: 117-127.
- [8] Thiangtham, P., Keepaiboon, C., Kiatpachai, P., Asirvatham, L.G., Mahian, O., Dalkilic, A.S., Wongwises, S. (2016), "An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multimicrochannel heat sink", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98: 390-400.
- [9] Jafari, R., Okutucu-Özyurt, T., Ünver, H.Ö., Bayer, Ö. (2016), "Experimental investigation of surface roughness effects on the flow boiling of R134a in microchannels", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 79: 222-230.

- [10] Fayyadh, E.M., Mahmoudb, M.M., Sefiane, K., Karayiannis, T.G. (2017), "Flow boiling heat transfer of R134a in multi microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110: 422-436.
- [11] Zhang, Y., Wang, J., Liu, W., Liu, Z. (2017), "Heat transfer and pressure drop characteristics of R134a flow boiling in the parallel/tandem microchannel heat sinks", *Energy Conversion and Management*, 148: 1082-1095.
- [12] Lee, J. ve Mudawar, I. (2005), "Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II—heat transfer characteristics", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 941-955.
- [13] Fang, X. (2013), "A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66: 279-283.
- [14] Agostini, B. and Bontemps, A. (2005), "Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 296-306.
- [15] 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: 566-577.
- [16] Yun, R., Heo, J., Kim, Y. (2006), "Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels", *International Journal of Refrigeration*, 29: 92-100.
- [17] Warriar, G.R., Dhir, V.K., Momoda, L.A. (2002), "Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26: 53-64.
- [18] Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V. (2009), "A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 2110-2118.
- [19] Sun, L. ve Mishima, K. (2009), "An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 5323-5329.
- [20] Tran, T.N., Wambsganss, M.W., France, D.M. (1996), "Small circular and rectangular channel boiling with two refrigerants", *International Journal Multiphase Flow*, 22:485-198.
- [21] Kim, S.M. ve 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.
- [22] Mahmoud, M.M. ve Karayiannis, T.G. (2013), "Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66: 553-574.
- [23] Kanizawa, F.T., Tibiriçá, C.B., Ribatski, G. (2016), "Heat transfer during convective boiling inside microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93: 566-583.

- [24] Oh, H. ve Son, C. (2011), "Evaporation flow pattern and heat transfer of R-22 and R-134a in small diameter tubes," *Heat and Mass Transfer*, 47: 703-717.
- [25] Sempértegui-Tapia, D.F. ve Ribatski, G. (2017), "Flow boiling heat transfer of R134a and low GWP refrigerants in a horizontal micro-scale channel", *International Journal of Heat Transfer*, 108: 2417-2432.
- [26] Xu, Y., Fang, X., Li, G., Li, D., Yuan, Y. (2016), "An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92: 1143-1157.
- [27] 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.
- [28] In, S. ve Jeong, S. (2009), "Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a micro-channel", *International Journal of Multiphase Flow*, 35: 987-1000.
- [29] Ong, C.L. ve Thome, J.R. (2009), "Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33: 651-663.
- [30] Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E. (2005), "Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 4973-4984.
- [31] Ducoulombier, M., Colassona, S., Bonjourb, J., Haberschillb, P. (2011), "Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel – Part II: Heat transfer" *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35: 597-611.
- [32] Li, W. ve Wu, Z. (2010), "A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53: 1778-1787.
- [33] Li, W. ve Wu, Z. (2010), "A general criterion for evaporative heat transfer in micro/mini-channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53: 1967-1976.
- [34] Zhang, W., Hibiki, T., Mishima, K. (2004), "Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 5749-5763.
- [35] Kew, P.A. ve Cornwell, K. (1997), "Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels", *Applied Thermal Engineering*, 17: 705-715.
- [36] Lazarek, G.M. ve Black, S.H. (1982), "Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113", *International Journal Heat Mass Transfer*, 25: 945-960.
- [37] Çengel, Y.A. (2002). *Heat Transfer: A Practical Approach*, Second Edition, McGraw Hill, New York.

- [38] Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition, John Wiley and Sons, Chichester.
- [39] Ghiaasiaan, S.M. (2008). *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation in Conventional and Miniature Systems*, Cambridge University Press, Cambridge.
- [40] Huang, H. (2016). *Flow Boiling Pressure Drop and Heat Transfer of Refrigerants in Multi-microchannel Evaporators under Steady and Transient States*, Doktora Tezi, École Polytechnique Fédérale De Lausanne Sciences et techniques de l'ingénieur, Lausanne.
- [41] 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: 175–193.
- [42] Kandlikar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M.R. (2006). *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd., Oxford.
- [43] Prakash, S. ve Kumar, S. (2015). "Fabrication of microchannels: A review", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 229(8): 1273-1288.
- [44] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2005). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Fifth Edition, McGraw Hill, New York.
- [45] Holman, J.P. (2011). *Experimental Methods for Engineers*, Eighth Edition, McGraw Hill, New York.
- [46] Faraway, J.J. (2005). *Extending the Linear Model with R: Generalized Linear, Mixed Effects and Nonparametric Regression Models*, Chapman & Hall/CRC, Boca Raton.

## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Cansu ÖZMAN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 25.07.1993, Konak  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : [cansuozman@gmail.com](mailto:cansuozman@gmail.com)

### ÖĞRENİM DURUMU

| Derece | Alan                | Okul/Üniversite            | Mezuniyet Yılı |
|--------|---------------------|----------------------------|----------------|
| Lisans | Makine Mühendisliği | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2016           |
| Lise   | Sayısal             | İzmir Atatürk Lisesi       | 2011           |



## YAYINLARI

### Makale

1. Dalkılıç, A.S., Özman, C., Sakamatapan, K., Wongwises, S., (2018). "Experimental investigation on the flow boiling of R134a in a multi-microchannel heat sink", International Communications in Heat and Mass Transfer, 91: 125-137.

