



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **OTOMOTİV KLİMA YOĞUŞTURUCULARINDA KULLANILAN MİKRO KANALLI ALUMİNYUM BORULARDA ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ**

**KEMAL ERMİŞ**  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ

**İSMAİL EKMEKÇİ**  
İSTANBUL TİCARET ÜNİVERSİTESİ



# OTOMOTİV KLİMA YOĞUŞTURUCULARINDA KULLANILAN MİKRO KANALLI ALÜMİNYUM BORULARDA ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

Kemal ERMİŞ  
İsmail EKMEKÇİ

## ÖZET

Otomotiv klima kompresörü araç motorundan güç almaktadır. Bu sebeple otomotiv klima sistemleri işlevinin ötesinde yakıt ekonomisinde önem arz etmektedir. Bu nedenle diğer alanlarda kullanılan klimalardan teknoloji olarak daha ilerdedirler.

Bu çalışmada, iki adet düz ve iki adet mikro kanallı alüminyum borularda yoğuşma ısı transfer katsayılarının deneysel çalışmalarının karşılaştırılması yapılmaktadır. Bu deneysel çalışmada, küçük hidrolik çaplı çok kanallı alüminyum borularda 40 °C doyma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanla tek ve iki-fazlı yoğuşma ısı transfer katsayıları incelenmiştir. Kullanılan iki mikro kanallı boruların hidrolik çapları; 0,611 mm ve 0,44 mm ve kanatçık yükseklikleri 0,116 mm ve 0,176 mm'dir. Düz boruların hidrolik çapları; 1,26 mm ve 1,82 mm'dir. Yoğuşma gradyenleri, 300-600-1000 kg/m<sup>2</sup>s kütleli akış hızında, %20-%80 arasında değişen buhar kuruluk oranlarında ve 8 kW/m<sup>2</sup> ısı akısında alınmıştır. Elde edilen sonuçlarla, yoğuşma ısı transfer katsayısının artan kütleli akış hızında ve buhar oranı ile artmakta olduğu görülmüştür. Ayrıca, yoğuşma ısı transfer katsayısı tüm borular için azalan hidrolik çapla artmaktadır. Mikro kanallı alüminyum borularda, yoğuşma ısı transfer katsayısı sonuçlarının düz borulardan daha iyi olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Otomotiv klima yoğuşturucusu, Yoğuşma, Isı transferi.

## ABSTRACT

Automotive air conditioning compressor is powered by the vehicle engine. This reason, automotive air conditioning systems beyond its main functions are important function in fuel economy. Therefore, the technologies of air conditioning are better than other of air conditioning areas.

In this study, condensation heat transfer coefficients are compared with experimental investigated for two plain and two micro-finned tubes in used automotive refrigerant condensers. In this experimental study, In this study, one and two-phase fluid, condensation heat transfer coefficients are investigated for small hydraulic diameter, multi-port aluminum tubes at 40 °C refrigerant saturation temperature using R-34a. The two micro-finned tubes have hydraulic diameter of 0.611 mm and 0.44 mm and they have 0.116 mm and 0.176 mm fin height. Plain tubes have hydraulic diameter of 1.26 mm and 1.82 mm. Condensation gradients are taken at 8 kW/m<sup>2</sup> heat flux for 300-600-1000 kg/m<sup>2</sup>s mass velocity and 20%-80% vapor qualities. As obtained results, condensation heat transfer coefficients increases with increasing vapor qualities and mass velocities. Also, condensation heat transfer coefficients increases with decreasing hydraulic diameter for all tubes. Condensation heat transfer coefficient results in micro-finned tubes were found to be better than the plain tube results.

**Key Words:** Automotive air conditioning condenser, Condensation, Heat transfer.

## 1. GİRİŞ

Otomotiv teknolojisi geliştikçe, otomotiv sektöründe kullanılan klima tesisatları da buna paralel hatta daha fazla gelişmeler göstermektedir. Otomotiv sektöründe son yirmi yılda yakıt fiyatlarındaki aşırı artışla birlikte en ekonomik motoru üretmek amacıyla verimliliğin ön plana geldiği yeni teknolojiler üretilmektedir. Klima kompresörü araç motorundan güç almaktadır. Bu sebeple otomotiv klima sistemleri işlevinin ötesinde yakıt ekonomisinde önem arz etmektedirler. Bu nedenle diğer alanlarda kullanılan klimalardan teknoloji olarak daha ilerdedirler. Yoğuşma otomotiv klimalarında önemlidir. Otomotiv klima sisteminde kullanılan küçük hidrolik çapa sahip düz çok kanallı alüminyum boruların klima sistemlerinde kullanımı hızla artmaktadır. Yoğuşturucu uygulamalarında dikdörtgen şekle sahip küçük çaplı borularda ısı transferi çalışmaları yoğun şekilde gerçekleştirilmektedir. Bunun sebebi, yoğuşturucuda düz boruları küçük minör çapları nedeniyle hava tarafındaki basınç düşümünün yuvarlak borularla olandan önemli derecede daha düşük olmasındandır.

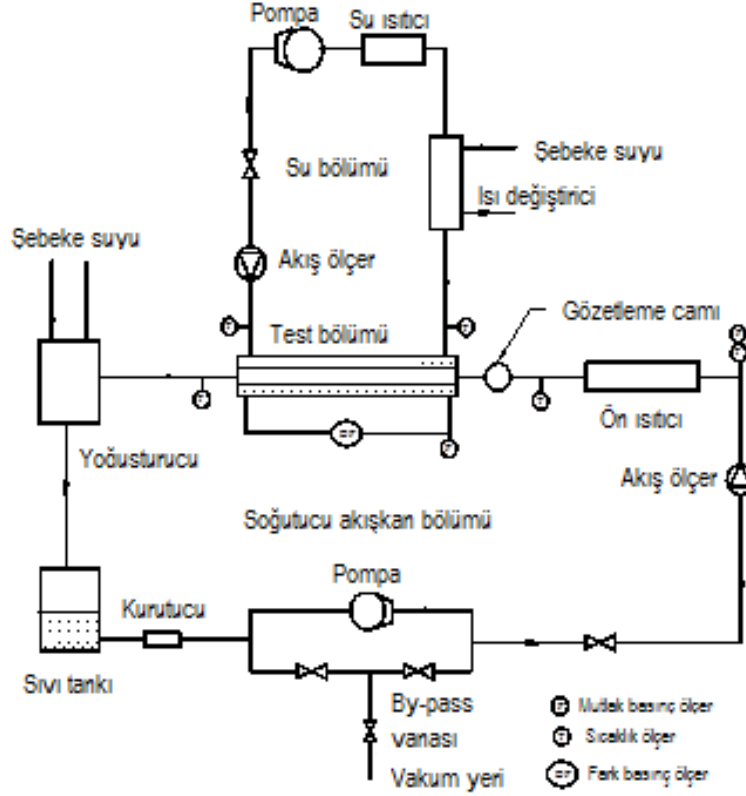
Küçük hidrolik çapa sahip borularda, yoğuşmayla ısı transfer katsayısının tahmini ilgi çekicidir. Bu alanda bazı çalışmalar bulunmaktadır. Cavallini ve diğerleri farklı yüzeye sahip küçük kanallı geometriler içerisinden adyabatik sıvı-gaz fazında akan R-134a için yoğuşma boyunca sürtünme basınç düşümü gradyenlerinin hesaplanmaları için bir model sunmuşlar ve elde ettikleri verileri literatürdeki çeşitli korelasyonlarla karşılaştırmasını yapmışlardır [1]. Garimella ve diğerleri hidrolik çapı 0,4-5 mm arasındaki silindirik olmayan ve silindirik kanallar için, yoğuşma boyunca basınç düşümü için deneysel çalışmalar yapmışlar ve çalışmalarından elde ettikleri verilerle kendi modellerini karşılaştırmışlar ve sonuçlarını yayınlamışlardır [2]. Sakamatapan ve diğerleri zıt akışlı ısı değiştirici olarak tasarladıkları 1,2 mm hidrolik çapa sahip 8 kanallı ve 1,1mm hidrolik çapa sahip 14 kanallı boruları test etmişlerdir. Onlar her iki makalede R-134a akışkanıyla hem yoğuşma ısı transferini hem de basınç düşümü sonuçlarını sunmuşlardır [3,4]. Derby ve diğerleri üç tarafı soğutulmuş 1 mm hidrolik çapa sahip kare, üçgen ve yarı silindirik birçok paralel mini kanallarda R-134a için veriler sunmuşlardır. Onlar ısı akısı, doyma basıncı, ortalama buhar kuruluk derecesi ve kütle akış hızı gibi koşullar aralığında parametrik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kütle akış hızı ve buhar kuruluk derecesinin yoğuşma üzerinde etkilerini ortaya çıkarmışlar [5]. López-Belchí ve diğerleri 1,16 mm hidrolik çapa sahip bir boru içinde R-1234yf, R-134a ve R-32 akışkanla iki fazlı yoğuşma için basınç düşümü sonuçlarını yayınlamışlardır. Onlar elde ettikleri verileri var olan korelasyonlarla karşılaştırmışlar ve sonuçlarının tatmin edici olduğunu belirtmişlerdir [6]. Matkovic ve diğerleri 0,96 mm çaplı bir boru içinde R-134a ve R-32'in yoğuşma boyunca duvar doyma sıcaklığının direk ölçümü ve yerel ısı akısının ölçümlerinden elde ettikleri sonuçlarla yerel ısı transfer katsayılarını elde ederek yayınlamışlardır. Düşük kütle akış hızları hariç büyük ölçekli borularda görülen sonuç gradyenleri ile küçük ölçekli sonuç gradyenlerinin eğimleri arasında kayda değer bir fark olmadığını belirtmişlerdir [7]. Wang ve diğerleri ısı transfer ve basınç gradyenleri için korelasyonları karşılaştırmışlar ve ısı transfer katsayısı için halkalı akış teorisi ile korelasyonların R-134a için uyumlu olduğunu ortaya koymuşlardır [8]. Liu ve diğerleri 1,152 mm hidrolik çapa sahip silindirik ve 0,952 mm hidrolik çapa sahip kare mikro kanallarda R-152a soğutucu akışkan için yoğuşma boyunca basınç düşümü ve ısı transfer deney sonuçlarını 40-50 °C'de ve 0,1-0,9 kuruluk derecelerinde yayınlamışlardır [9]. Ortalama %15,6 sapma ile 10 farklı akışkan için 473 deneysel veriyle ortaya konan Shah [10] korelasyonu en yaygın kullanılan korelasyondur. Daha sonra Shah modelini modifiye etmiş ve modeli üç farklı akış rejimine göre belirtmiştir [11]. Moser ve diğerleri borular için eşdeğer Reynolds sayısı modeli adlı yeni bir yoğuşma modeli ortaya koymuşlardır [12].

Bu çalışmada, iki adet düz ve iki adet mikro kanallı alüminyum boruda yoğuşma ısı transfer katsayılarının deneysel (Deneyler Pennsylvania State Üniversitesi-Amerika'da gerçekleştirilmiştir) çalışmalarının sonuçlarının karşılaştırılması yapılmaktadır. Küçük hidrolik çaplı çok kanallı alüminyum borularda 40 °C doyma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanla tek ve iki-fazlı yoğuşma ısı transfer katsayıları incelenmiştir. Kullanılan iki mikro kanallı boruların hidrolik çapları; 0,611 mm ve 0,44 mm ve kanatçık yükseklikleri 0,116 mm ve 0,176 mm'dir. Düz boruların hidrolik çapları; 1,26 mm ve 1,82 mm'dir. Yoğuşma gradyenleri tüm borular için, 300-600-1000 kg/m<sup>2</sup>s kütleli akış hızında, %20-%80 arasında değişen buhar kuruluk oranlarında ve 8 kW/m<sup>2</sup> ısı akısında alınmıştır. Elde edilen sonuçlarla, yoğuşma ısı transfer katsayısının artan kütleli akış hızında ve buhar oranı ile artmakta olduğu görülmüştür. Ayrıca, yoğuşma ısı transfer katsayısı tüm borular için azalan hidrolik çapla artmaktadır. Mikro kanallı alüminyum borularda yoğuşma ısı transfer katsayısı sonuçlarının düz borulardan daha iyi olduğu görülmüştür.

## 2. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 2.1 Deney Test Düzeneği

Şekil 1'de deney test düzeneği görülmektedir. Deney düzeneği; test, soğutucu akışkan ve su bölümü olarak üç bölümden oluşmaktadır.

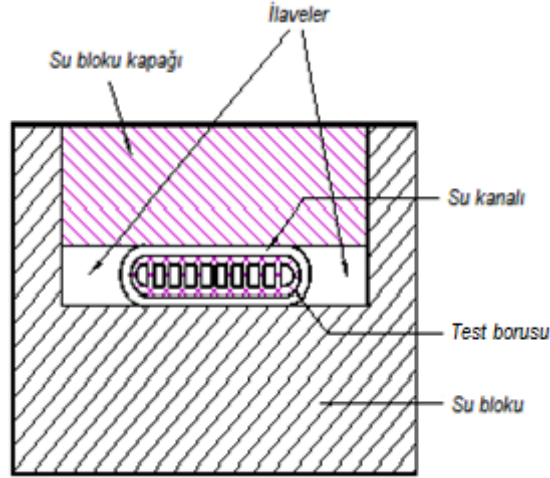


Şekil 1. Deney test düzeneği

Deney düzeneğinde soğutucu akışkan R-134a boru içerisinde akarken boru dışından zıt yönde yüksek hızlı soğutma suyu akmaktadır. Test borusunun uzunluğu 508 mm ve su kanalının tam merkezine yerleştirilmiştir. Test bölümü, soğutucu su tarafının ısı transfer katsayısı soğutucu akışkan kısmından daha büyük olacak şekilde tasarımı yapılmıştır. Soğutucu su 1 mm genişliğindeki kanaldan, test borusunun dış çevresinden akmaktadır. Bir elektrikli ön ısıtıcı test bölümünün önüne konarak, test bölümüne giren buharın kuruluğunu ayarlamak için kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan su kanalından akan soğutma suyuyla yoğuşur. İki-fazlı karışım test bölümünü terk eder ve son yoğusturucuya girer ve yoğuşan akışkan kurutucuya çekilir. Sıvı soğutucu akışkan kurutucudan geçtikten sonra dişli pompa yardımıyla tekrar sisteme gönderilir. Pompadan çıkan sıvı akışkan ön ısıtıcıya gönderilir. Bir akış debi ölçer soğutucu akışkanının akış debisini ölçmek için dişli pompa ve ön ısıtıcı arasında yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkanın akış debisi bağımsız olarak ayarlanabilen dişli pompa yardımıyla değiştirilmektedir. Giren buhar kuruluk derecesi, ön ısıtıcıya ısı girilmesi yoluyla ayarlanmaktadır ve böylece yoğusturucuya giren soğutma suyunun miktarının ayarlanmasıyla bağımsız olarak ayarlanmaktadır. Isı transfer oranı soğutma suyunun akış hızı ve sıcaklığıyla ayarlanmaktadır. Böylece giren buhar kuruluk derecesi, bağımsız olarak akış hızı ve ısı akışı yardımıyla kontrol edilebilmektedir.

Su bölümünde, soğutma suyu değişken debili santrifüj pompa yardımıyla hareket etmekte ve bilinen sıcaklık ve akış hızında test bölümünün su kanalına girmektedir. Test bölümünde, soğutucu akışkan su yardımıyla yoğuşmaktadır. Isınan su test bölümünü terk eder ve ısı değiştiriciye gider. Soğutulmuş su içinde elektrik ısıtıcısı olan depoya gider. Su depoda istenilen sıcaklığa kadar ısıtılır. Türbin tipi bir akış ölçer pompa ile test bölümü arasına suyun akış hızını ölçmek için yerleştirilmiştir [13].

Test düzeneğinin şematiği Şekil 2’de görülmektedir. İlaveler ve su bloğu test borusunun etrafında 1 mm boşluk olacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 2. Test bölüm şematiği

## 2.2 Kullanılan Borular

Şekil 3’de deneysel çalışmada kullanılan boruların fotoğrafları bulunmaktadır ve bu boruların geometrik ölçü boyutları Tablo 1’de gösterilmektedir. Boru geometrilerinde gösterilen rakamlar X-YY-ZZ şeklindeki kodlamada; İlk sayı (X) boru kalınlığını, ikinci sayılar (YY) boru genişliğini ve üçüncü sayılar (ZZ) borunun sahip olduğu kanal sayısını göstermektedir. Kodlamada son rakam P düz boru, M ise mikro kanallı boruyu simgelemektedir.



a) Düz boru A, 3-16-8P



b) Düz boru B, 3-16-12P



c) Mikro kanallı boru B, 1,7-18-11M



d) Mikro kanallı boru C, 1,4-18-18M

Şekil 3. Deneysel çalışmada kullanılan borular

Tablo 1. Deneysel çalışmada kullanılan boruların geometrik boyutları

Sembol	Boru A	Boru B	Boru C	Boru D
	3-16-8P	3-16-12P	1,7-18-11M	1,4-18-18M
Dikdörtgen kanal sayısı (Np)	8	12	11	18
Genişlik (w) (mm)	16	16	18	18
Kalınlık (b) (mm)	3	3	1,7	1,4
Et kalınlığı (t) (mm)	0.40	0.4	0.34	0,33
Akış alanı (A <sub>c</sub> ) (mm <sup>2</sup> )	26.79	23.46	8.64	6.94
Hidrolik çap (D <sub>h</sub> ) (mm)	1.82	1.26	0.611	0.44
Islak yüzey (P) (mm)	58.92	74.32	56.53	63.11

### 3. HESAPLAMALAR VE BELİRSİZLİKLER

Farrell ve diğerleri tarafından sunulmuş olan modifiye edilmiş Wilson Plot metodu su kanalındaki ısı transfer katsayısının kalibrasyonu için kullanılmıştır [14]. Test bölümündeki toplam ısı transferi su kanalındaki suyun enerji denkleminde elde edilmiştir.

$$Q_t = m_s c_{ps} (T_{s,\zeta} - T_{s,g}) \quad (1)$$

Burada;  $Q_t$ = Boru tarafı ısı transfer oranı (W),  $m_s$ = Su tarafı akış hızı (kg/s),  $c_{ps}$ = Özgül ısı (J/kgK)  $T_{s,\zeta}$ = Su çıkış sıcaklığı (K),  $T_{s,g}$ = Su giriş sıcaklığı (K) ifade edilmektedir.

Test bölümüne giren buhar kuruluk derecesi ( $x_{giriş}$ ) ön ısıtıcıda enerji dengesinden hesaplanmıştır. Ön ısıtıcıdan soğutucu akışkana ısı girişi ( $Q_r$ ) gizli ve hissedilen ısıların toplamına eşittir.

$$Q_r = Q_{hissedilen} + Q_{gizli} \quad (2)$$

Hissedilen ve gizli ısı ise;

$$Q_{hissedilen} = m_r c_{pr} (T_d - T_{p,g}) \quad (3)$$

$$Q_{gizli} = m_r h_{fg} x_{p,\zeta} \quad (4)$$

Burada;  $m_r$ = Soğutucu akışkan akış hızı (kg/s),  $c_{pr}$ = Soğutucu akışkan özgül ısı (J/kgK)  $T_d$ = Doyma sıcaklığı (K),  $T_{p,g}$ = Ön ısıtıcı akışkan giriş sıcaklığı (K),  $h_{fg}$ = Gizli ısı (J/kg)  $x_{p,\zeta}$ = Ön ısıtıcıdan çıkan buhar kuruluk derecesi ifade edilmektedir.

Test bölümüne giren buhar kuruluk derecesi ( $x_{giriş}$ ) ki bu aynı zamanda ön ısıtıcıdan çıkan miktardır ( $x_{p,\zeta}$ ) denklem (2), (3) ve (4) den

$$x_{giriş} = \frac{1}{h_{fg}} \left[ \frac{q_r}{m_r} - c_{pr} (T_d - T_{p,g}) \right] \quad (5)$$

Test bölümünde buhar kuruluk derecesi değişimi

$$\Delta x = \frac{q_t}{m_r h_{fg}} \quad (6)$$

Test bölümündeki ortalama buhar kuruluk derecesi

$$x_{ort} = x_{giriş} - \Delta x / 2 \quad (7)$$

Burada,  $x_{ort}$  Ortalama buhar kuruluk derecesi miktarı ifade edilmektedir.

Soğutucu akışkan tarafındaki ısı transfer katsayısı, toplam ısı transfer katsayısından ve kalibre edilmiş su kanalı ısı transfer katsayısından ( $h_a$ ) tanımlanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$U_o = \frac{q_t}{A \Delta T_{ln}} \quad (8)$$

Burada;  $U_o$ = Toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ ),  $A_a$ = Su kanalı ısı transfer alanı ( $m^2$ )  
 $\Delta T_{in}$ = Ortalama logaritmik sıcaklık (K) ifade edilmektedir.

Su kanalında kirlenme direnci olmadığı göz önüne alınarak, soğutucu akışkan ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlikten tanımlanmıştır.

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_a}\right) \frac{A_i}{A_a} - \frac{tA_i}{kA_{ort}}} \quad (9)$$

Burada;  $h_a$ = Su kanalı ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ ),  $A_a$ = Su kanalının alanı ( $m^2$ )  
 $A_{ort}$ = Borunun iç ve dış alan ortalaması ( $m^2$ ),  $A_i$ = Borunun giriş alanı ( $m^2$ ),  $t$ = Boru et kalınlığı (m)  
 $k$ = Borunun ısı iletkenliği ( $W/mK$ ) ifade edilmektedir.  
 $h_i$ = Soğutucu akışkan ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ ) ifade edilmektedir.

### 3.1. Deneysel Belirsizlikler

Data ölçümü için; 5 adet termistör, iki adet mutlak basınç ölçer, basınç düşümünü ölçmek için bir adet fark basınç ölçer, su ve soğutucu akışkan hızını (debisini) ölçmek için iki adet türbin tipi akış ölçer kullanılmıştır. Tüm veriler, bilgisayara monte edilmiş 14-bit veri toplama kartı yardımıyla toplandı. Ön ısıtıcı gücü, kadran devir başına 21,6 Watt-saat özelliğe sahip kilovat-saat ölçer ile ölçülmüştür. Deneysel belirsizlikler aşağıda verilmektedir.

**Tablo 2.** Deneysel belirsizlikler

Sensorlar	
Sıcaklık	$\pm 0.05$ °C
Soğutucu akışkan akış oranı	$\pm 1.0$ % (Maksimum değer)
Su akış oranı	$\pm 0.5$ % (Maksimum değer)
Ön ısıtıcı	$\pm 1.0$ %
Statik basınç	$\pm 8.3$ kPa
Parametreler	
Kütleli akış hızı, G	$\pm 1\sim 6$ %
Kuruluk derecesi, x	$\pm 4\sim 9$ %
Isı akısı, $q''$	$\pm 6\sim 9$ %
Isı transfer katsayısı, h	$\pm 4\sim 10,5$ %

## 4. DENEYSEL SONUÇLAR

Yoğuşma verileri R-134a için 40 °C doyma sıcaklığında alınmıştır. Tablo 3'de deney koşulları verilmektedir.

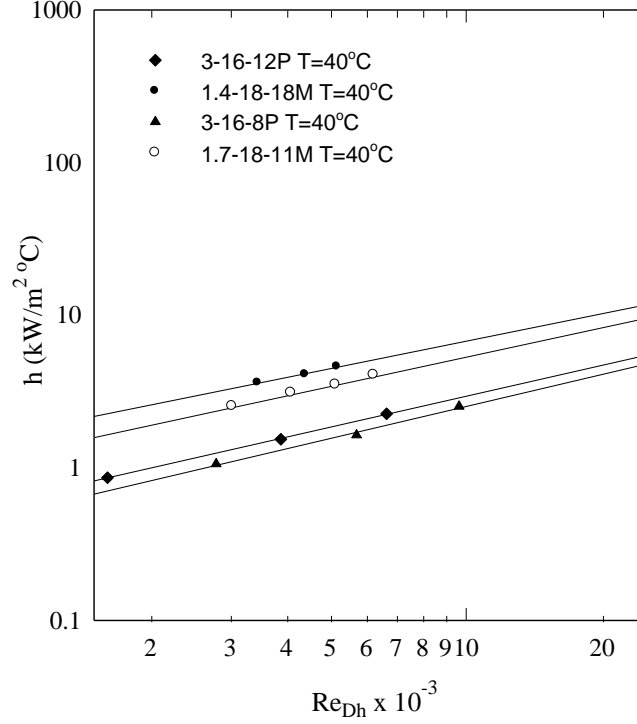
**Tablo 3.** Deney koşulları

Boru	3-16-8P	3-16-12P	1,7-18-11M	1,4-18-18M
Soğutucu Akışkan	R-134a	R-134a	R-134a	R-134a
$T_{doyma}$ (°C)	40	40	40	40
Kütleli akış hızı ( $kg/m^2s$ )	300,600,1000	300,600,1000	300,600,1000	300,600,1000
Isı akısı ( $kW/m^2$ )	8	8	8	8

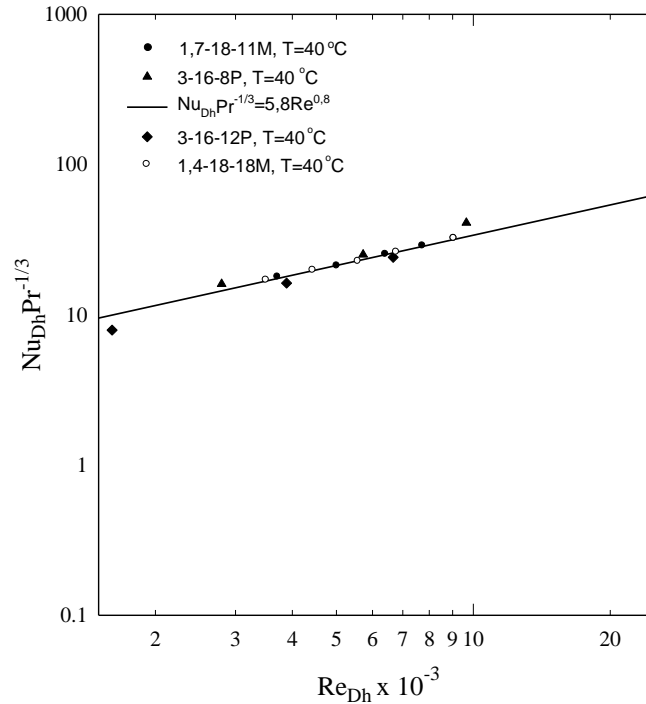
### 4.1 Tek Faz (Aşırı Soğutulmuş) Sıvı Isı Transfer Sonuçları



Şekil 4'de aşırı soğutulmuş, tek faz R-134a soğutma akışkanının ısı transfer katsayısı sonuçları borular için 40 °C'de Reynolds sayısına göre gösterilmektedir. Aşırı soğutulmuş sıvı ısı transfer katsayısı azalan hidrolik çapla artmaktadır. Aşırı soğutulmuş sıvı ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı ( $Nu_{Dh} Pr^{1/3}$ ) arasındaki ilişki Şekil 5'de gösterilmektedir.



Şekil 4. Aşırı soğutulmuş sıvı R-134a akışkanının ısı transfer katsayısı

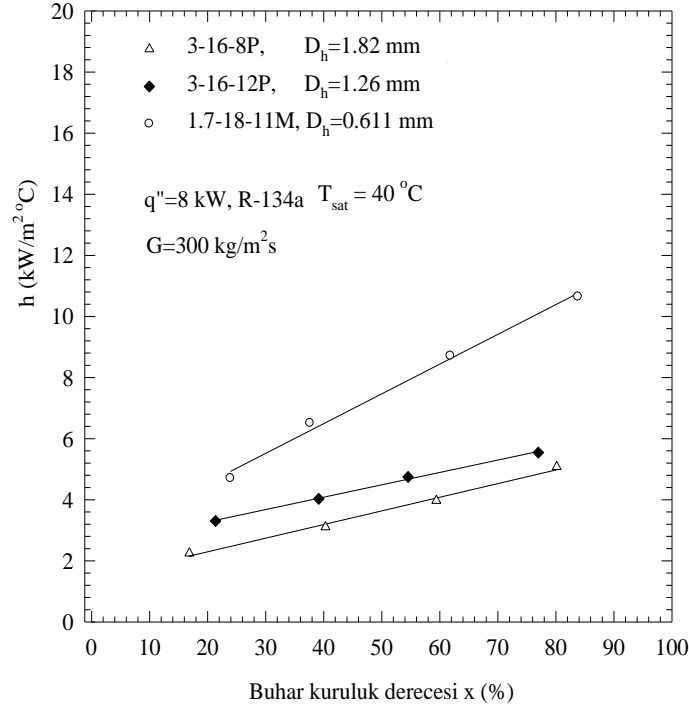


Şekil 5. Aşırı soğutulmuş sıvı R-134a akışkanının  $Nu_{Dh} Pr^{-1/3}$  ve  $Re_{Dh}$  grafiği

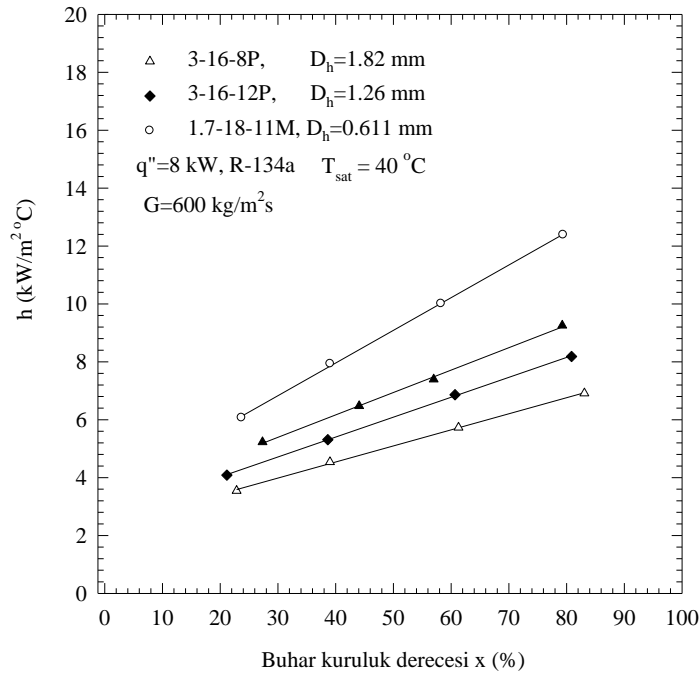
Reynolds sayısı, Dittus-Boelter eşitliğinde olduğu gibi Reynolds üssü 0,8 olacak şekilde veri analizleri yapılarak sonuçlar gösterilmiştir [15]. Petukhov eşitliği ve Webb tarafından bu borular için tavsiye edilen sürtünme faktörü,  $f = (1.58 \ln(\text{Re}_{Dh}) - 3.28)^{-2}$  bu çalışma için kullanılmıştır [16]. Isı transfer katsayısı Petukhov eşitliği ile ortalama %17 oranında uyum sağlamıştır.

#### 4.2 Yoğuşma (İki fazlı) Isı Transfer Sonuçları

R-134a soğutucu akışkanın borular için yoğuşmayla ısı transfer katsayısı buhar kuruluk derecesine göre, 40 °C doyma sıcaklığında,  $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızı için Şekil 6'da ve  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızı için Şekil 7'de gösterilmektedir.

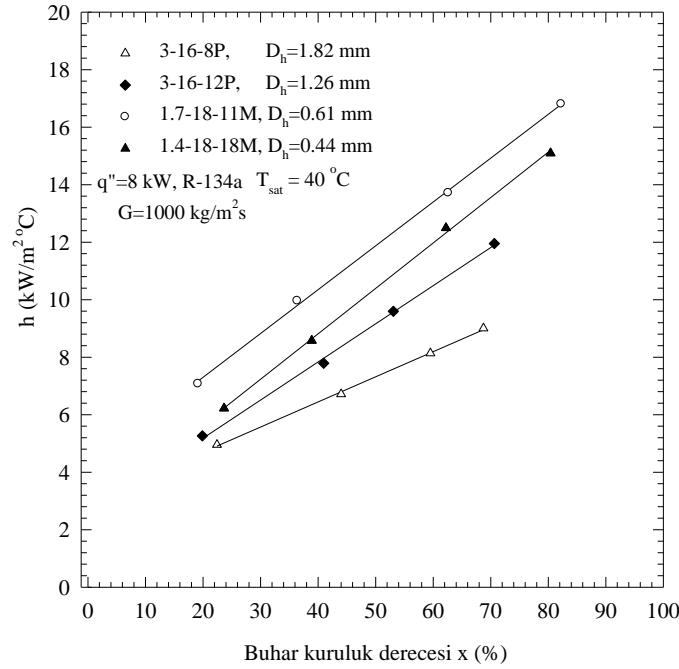


Şekil 6. Borularda  $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızında yoğuşmayla ısı transfer katsayısı



Şekil 7. Borularda  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızında yoğuşmayla ısı transfer katsayısı

R-134a soğutucu akışkanın borular için yoğuşmayla ısı transfer katsayısı buhar kuruluk derecesine göre,  $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızları için  $40^\circ\text{C}$  doyma sıcaklığında sonuçlar Şekil 8'de gösterilmektedir.



Şekil 8. Borularda  $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akış hızında yoğuşmayla ısı transfer katsayısı

Şekillerden görüldüğü gibi, yoğuşmayla ısı transfer katsayısı azalan hidrolik çapla artmaktadır. Ayrıca yoğuşmayla ısı transfer katsayısı artan buhar kuruluk derecesi ve kütle akışıyla birlikte artmaktadır. Mikro kanallı alüminyum borularda ısı transfer katsayıların düz borulara oranla daha yüksek olduğu açıkça görülmektedir. Hidrolik çapın yoğuşmayla ısı transferine etkilerinin detaylı bir çalışması Webb ve Ermiş tarafından verilmektedir.

## SONUÇ

R-134a için sıvı fazı ve iki fazlı yoğuşmayla ısı transfer katsayıların,  $40^\circ\text{C}$  doyma sıcaklığında hidrolik çapları iki mikro kanallı boruların;  $0,611 \text{ mm}$  ve  $0,44 \text{ mm}$  ve düz boruların hidrolik çapları;  $1,26 \text{ mm}$  ve  $1,82 \text{ mm}$  olan toplam dört adet çok kanallı alüminyum borular için gösterilmiştir.

Tek fazlı ısı transfer katsayıları türbülanslı konveksiyon akış eşitlikleriyle başarılı bir şekilde sonuçlanabilir. Düz borularda ve mikro kanallı alüminyum borularda hidrolik çap azaldıkça ısı transfer katsayısı artmaktadır. Mikro kanallı borular düz borularla karşılaştırıldığında ısı transfer katsayısı daha yüksek olduğu görülmektedir.

R-134a soğutucu akışkanın borular için yoğuşmayla ısı transfer katsayısı, azalan hidrolik çapla artmaktadır. Yoğuşmayla ısı transfer katsayısı artan buhar kalitesi ve kütle akışıyla birlikte artmaktadır. Mikro kanallı alüminyum borularda ısı transfer katsayıları düz borulara oranla daha yüksektir. Özellikle hidrolik çap düşüldükçe mikro kanallı alüminyum yoğuşturucuda ısı transfer katsayılarında artış eğiminin daha da dik bir şekilde olduğu görülmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] CAVALLİNİ, A. ve diğerleri “Frictional Pressure Drop During Vapour–Liquid Flow in Minichannels: Modelling and Experimental Evaluation”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 131–139 2009.
- [2] GARIMELLA, S. ve diğerleri, “Condensation Flow Mechanisms in Microchannels: Basis for Pressure Drop and Heat Transfer Models”, *Heat Transfer Engineering*, 25(3):104–116, 2004.
- [3] SAKAMATAPAN, K. ve diğerleri, “Condensation Heat Transfer Characteristics of R-134a Flowing inside the Multiport Minichannels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64 976–985, 2013.
- [4] SAKAMATAPAN, K. ve diğerleri, “Pressure Drop During Condensation of R134a Flowing inside a Multiport Minichannel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 75, 31–39, 2014.
- [5] DERBY, M. ve diğerleri, “Condensation Heat Transfer in Square, Triangular, and Semi-Circular Mini-Channels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 187–197, 2012.
- [6] LÓPEZ-BELCHÍ, A. ve diğerleri “Experimental Condensing Two-Phase Frictional Pressure Drop inside Mini-Channels Comparisons and New Model Development”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 581–591, 2014.
- [7] MATKOVIĆ, M. ve diğerleri, “Experimental Study on Condensation Heat Transfer inside a Single Circular Minichannel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 2311–2323, 2009.
- [8] WANG H.S. ve diğerleri, “Heat Transfer and Pressure Drop During Laminar Annular Flow Condensation in Micro-Channels”, *Experimental Heat Transfer*, 26:247–265, 2013.
- [9] LIU, N. ve diğerleri, “Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of R152a in Circular and Square Microchannels”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47, 60–67, 2013.
- [10] SHAH, M.M., “General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 36 (7), 547–556, 1979.
- [11] SHAH, M.M., “An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer during Condensation in Plain Tubes”, *HVAC&R Res.* 15 (5) 889–913, 2009.
- [12] MOSER, K. ve diğerleri “A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes”, *Journal of Heat Transfer* Vol. 120, 410-416, 1998.
- [13] ERMIŞ, K., “Experimental Study of Condensation inside Plain and Micro-fin tubes”, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 1998.
- [14] FARRELL, P. ve diğerleri, “Heat Transfer and friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes”, *SAE Transactions*, Vol. 100, 218-230, 1991.
- [15] INCROPERA F.P., DEWITT D.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 7 ed., John Wiley & Sons, New York, 2011.
- [16] WEBB, R.L, KİM, N.H, “Principles of Enhanced Heat Transfer”, 2 ed., Taylor & Francis, 2005.
- [17] WEBB, R.L., ERMİS K “Effect of Hydraulic Diameter on Condensation of R\_134A in Flat, Extruded Aluminum Tubes,” *J. Enhanced Heat Transfer*, 8, 77-90 2001.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kemal ERMİŞ

1971 yılı Ankara doğumludur. 1992 yılında YTÜ Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 1995 yılında Yüksek Mühendis ve Sakarya Üniversitesinden 1998 yılında Doktor unvanını almıştır. 1993-1999 Yılları arasında Araştırma Görevlisi, 1999-2011 yıllarında Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmıştır. 2011 yılından beri SAÜ Teknoloji Fakültesi Makina Müh. Bölümü'nde Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Enerji, Isı transferi konularında çalışmaktadır.

### İsmail EKMEKÇİ

1957 Bursa doğumludur. 1980 yılında YTÜ (İDMMA) Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversiteden 1983 yılında Yüksek Makine Mühendisi; 1984 yılında da İTÜ Endüstri Yüksek Mühendisi; 1995 yılında YTÜ Makine Müh. Isı Tekniği Ana Bilim Dalında doktor unvanı almıştır. 1997 yılında Makine Müh. Isı Tekniği Bilim dalında Doçent unvanını aldı. 1981-1996 yılları arasında YTÜ



Makine Müh. Bölümünde Araştırma Görevlisi; 1997-1998 SAÜ Yard. Doç. Dr. olarak; 1998-2003 SAÜ'de doçent olarak; 2003-2006 SAÜ'de Profesör olarak; 2006-2011 yılları arasında MÜ Prof. olarak görev yapmış; 2011 yılından bu yana da İstanbul Ticaret Üniversitesinde Prof. olarak çalışmaktadır. 2009-2010 yılları arasında KÜ Teknik Eğitim Fakültesinde Dekanlık görevi; 2010–2011 tarihleri arasında MÜ Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu Müdürlüğü; 2013-2014 yılları arasında İstanbul Ticaret Üniversitesi Uygulamalı Bilimler Fakültesi Dekanlık görevlerinde bulunmuş; 2014 yılından bu yana aynı fakültede Basım Yayın Üretim Teknolojileri Bölüm Başkanlığı görevinde bulunmaktadır. Isı Tekniği; Enerji; Optimizasyon ve Sayısal Metotlar konularında çalışmaktadır.

