



**Bu bir MMO  
yayıdır**

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

## **KANATLI BORULU YOĞUŞTURUCULARDA İKİ- FAZLI AKIŞ BAĞINTILARININ ISIL KAPASİTE HESABINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

**METE ÖZŞEN  
NACİ ŞAHİN  
FRITERM**



# KANATLI BORULU YOĞUŞTURUCULARDA İKİ-FAZLI AKIŞ BAĞINTILARININ ISIL KAPASİTE HESABINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

**Mete ÖZŞEN**  
**Naci ŞAHİN**

## ÖZET

Isı değiştirici ısı kapasite hesaplarının en önemli adımını iç ve dış bölgedeki ısı transfer katsayılarının belirlenmesi oluşturmaktadır. Bu katsayılar geometriye, akış koşullarına ve akışkan cinsine bağlı olarak çıkarılan ampirik (deneye dayalı) bağıntılar ile hesaplanabilmektedir.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda faz değişimi meydana geldiğinden boru içinde iki fazlı akış meydana gelir. Bu yüzden ısı transferi katsayısı hesabında iki fazlı akış etkileri göz önüne alınmalıdır. İki fazlı akış çözümleri tek-faz akışlara göre daha karmaşık ve deneysel incelemesi zor olaylardır. Literatürde bu akış koşulu üstünde deneysel ve hesaplama modelleri çalışmaları yapan yayınlar bulunmaktadır. Bu çalışmaların değerlendirildiği yayınlar her bir bağıntının çok farklı sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bu yüzden iki fazlı akışta genel bir ısı transferi bağıntısı elde etme sorunu güncelliğini koruyan bir problemdir. İki fazlı akış için basınç kaybı hesaplamalarında da aynı durum söz konusudur.

Bu çalışmada yatay içten yivli boru içindeki yoğuşmada iki fazlı akış mekanizması için literatürde yer alan bağıntılar incelenecektir. Ayrıca testi yapılmış kanatlı borulu bir yoğuşturucu için farklı iki fazlı akış bağıntılarının ısı kapasitesine olan etkileri gösterilecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Yoğuşma, İki Fazlı Akış, Isı Transferi, Basınç Kaybı, Ampirik Bağıntı, Isı Transfer Katsayısı

## ABSTRACT

The critical step of heat capacity calculation of heat exchanger is determination of both inside and outside heat transfer coefficients. These coefficients can be calculated with using empirical correlations that depend on geometrical properties, flow conditions and refrigerant type.

Inside tube, two-phase flow is occurred due to the phase change in evaporator and condenser. For this reason, two-phase effects are considered to calculate heat transfer coefficient. Solutions of two-phase problems are more complex and experimental studies are more difficult compared to single-phase problems. There are articles that are experimental and obtaining correlation studies for two-phase flow in literature. The review studies show that each correlation of two-phase flow gives quite different results. Thus, obtaining unique heat transfer correlation is up to date problem for two-phase flow. The same situation is valid for pressure drop calculation of two-phase flow.

In this study, two-phase correlations that are in literature are investigated for condensation inside horizontal grooved tube. In addition, effects of different two-phase correlations on heat capacity are shown for fin and tube type condenser.

**Key Words:** Condensation, Two-Phase, Heat Transfer, Pressure Drop, Correlation, Review, Heat Transfer Coefficient

## 1. GİRİŞ

Soğutma sistemi uygulamalarında akışkanın çektiği ısının dışarı atılması sırasında yoğuşma mekanizmasından yararlanır. Bu işlem soğutma çevriminin yoğuşturucusunda meydana gelir. Yoğuşturucu tasarımlarının düzgün bir şekilde yapılması için yoğuşma sırasında meydana gelen ısı transferi ve basınç kaybının doğru bir şekilde hesaplanması önemlidir.

Ayrıca yoğuşturucu üreticilerinin beyan ettiği ısı kapasite değerlerinin doğruluğu gün geçtikçe müşteriler tarafından daha çok sorgulanmaktadır. Bu yüzden üreticiler bağımsız kuruluşlar tarafından verilen ve kapasite doğruluğunu onaylayan sertifikaları almaya çalışmaktadır. Örneğin Avrupa’ da Eurovent Sertifikasyon kuruluşu sertifika için, hesaplanan (üretici tarafından belirtilen) ısı kapasitenin test sonuçları ortalamalarının en fazla % 5 sapmasına, tekil bir test için ise en fazla %8 sapmasına izin vermektedir [1]. İzin verilen sapma oranları giderek daraltılmaktadır. Bu durum hassas bir hesaplama yapılması gerektiğinin önemini göstermektedir.

Yoğuşma, iki fazlı akış koşullarına sahip fiziksel bir mekanizmadır. İki fazlı akışta fazlar arasında bulunan fiziksel özelliklerin çok farklı olması (örneğin yoğunluk farkı büyüklüğü [2]) ısı transferinin ve basınç düşümünün doğru hesaplanmasını zorlaştırır. Aynı şart için, literatürde bulunan iki fazlı akış bağıntılarını inceleyen çalışmalar [3-6] sonuçların birbirinden çok farklı sonuçlar verdiğini vurgulamıştır. Bu durum bağıntıların elde edilirken yapılan deney şartlarının sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Bu yüzden genel iki fazlı akış bağıntısı elde etme yönündeki çalışmalar güncelliğini korumaktadır.

Isı transfer katsayısı için genel iki fazlı akış bağıntısı elde etme çalışması “Cavallini ve diğ.” [4] tarafından literatürden elde edilen 3115 deney sonucunun toparlanmasıyla yapılmış ve elde edilen bağıntının ortalama mutlak sapmasının % 17 olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca literatürde bulunan diğer bağıntılar da incelemiş ve “Kedzierski & Goncalves” [7] tarafından elde edilen bağıntının da tüm deney sonuçları ile oldukça iyi sonuçlar verdiğini vurgulamıştır.

“Garcia-Valladares” [3] yatay boru içinde meydana gelen yoğuşma için ısı transfer katsayısı bağıntılarını incelemiştir. Hem düz hem de içten yivli borular için bu çalışmayı yapmıştır. Çalışma sonucunda düz borular için “Dobson ve diğ” [8], “Dobson ve Chato” [9] ve “Cavallini ve diğ.” [10] bağıntılarının farklı koşullar için kullanılabilir olduğunu vurgulamıştır. Yivli borular için ise farklı koşullarda uygun sonuçlar veren bir bağıntı önerememiştir.

Son yıllarda akışkan şarj miktarını azaltmak ve ısı değiştirici hacmini küçültmek için, yüzey alanı arttırılmış yivli boru kullanımı soğutma sektöründe giderek artmıştır. Bu yüzden yivli boru için iki fazlı akış bağıntılarının hesaplama doğruluğu önemlidir. Yukarıda bahsedilen “Cavallini ve diğ.” [4] çalışmasını yatay yivli borular için yapmıştır. Bir diğer yivli boru için ısı transfer bağıntı çalışması “Wang & Honda” [5] tarafından yapılmıştır. Kendi çıkardığı teorik modelin deney sonuçları ile uyumlu olduğunu belirtmiştir. Bunun yanında incelediği diğer bağıntıları, kendi deneylerine göre uyumluluk açısından şu şekilde sıralamıştır: “Yu & Koyama” [11], “Kedzierski & Goncalves” [12], “Shikazono ve diğ.” [13], “Cavallini ve diğ.” [14] ve “Lu & Bergles” [15]. Hem “Cavallini ve diğ.” [4] hem de “Wang & Honda” [5] yivli borular için daha geniş kapsamlı deney sonuçlarına ihtiyaç duyulduğunu belirtmiştir.

Yoğuşmada iki fazlı akış basınç kaybı bağıntıları yivli boru için “Cavallini ve diğ.” [6] tarafından incelenmiştir. Bu incelemede literatürden elde edilen deney sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. “Friedel” [16] ile “Cavallini ve diğ.” [17] bağıntılarının birleşimden oluşan yeni bir bağıntı önermiştir. Yeni önerilen bağıntı ve “Kedzierski ve Goncalves” bağıntısı [7] ile sırasıyla deney sonuçlarına göre % 20 ve % 18 ortalama mutlak sapma değeri elde etmiştir. Bunun yanında “Haraguchi ve diğ.” [18] ve “Nozu ve diğ.” [19] bağıntılarını göstermiş ancak herhangi bir deney sonucu ile karşılaştırmamıştır.

Mevcut çalışmada, içten yivli yatay boru içindeki yoğuşma için çıkarılan ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntıları incelenmiştir. Yukarıda bahsedilen bağıntılardan sonuçların uyumlu olduğu belirtilen bağıntılar incelenmek için seçilmiştir. Buna göre ısı transfer katsayısı hesabı için “Cavallini” [4], “Kedzierski & Goncalves” [7], “Yu & Koyama” [11], “Shikazono” [13] ve “Cavallini” [6] tarafından verilen bağıntılar dikkate alınmıştır. Basınç kaybı için ise “Cavallini” [6], “Kedzierski & Goncalves” [7], “Haraguchi” [18] ve “Nozu” [19] tarafından önerilen bağıntılar kullanılmıştır.

## 2. TEST DÜZENEĞİ

### 2.1. Yoğuşturucu Prototipleri

Yoğuşma iki fazlı akış bağıntılarının uygunluğunun kontrolü için iki adet yoğuşturucu prototipi üretilmiştir. Yoğuşturucular kasetli-fanlı (Şekil 2) ürünler olup özellikleri Tablo 1.’de belirtilmiştir. İki prototipten biri 30 diğeri 20 pas sayısına sahiptir. Diğer bütün özellikleri aynıdır.

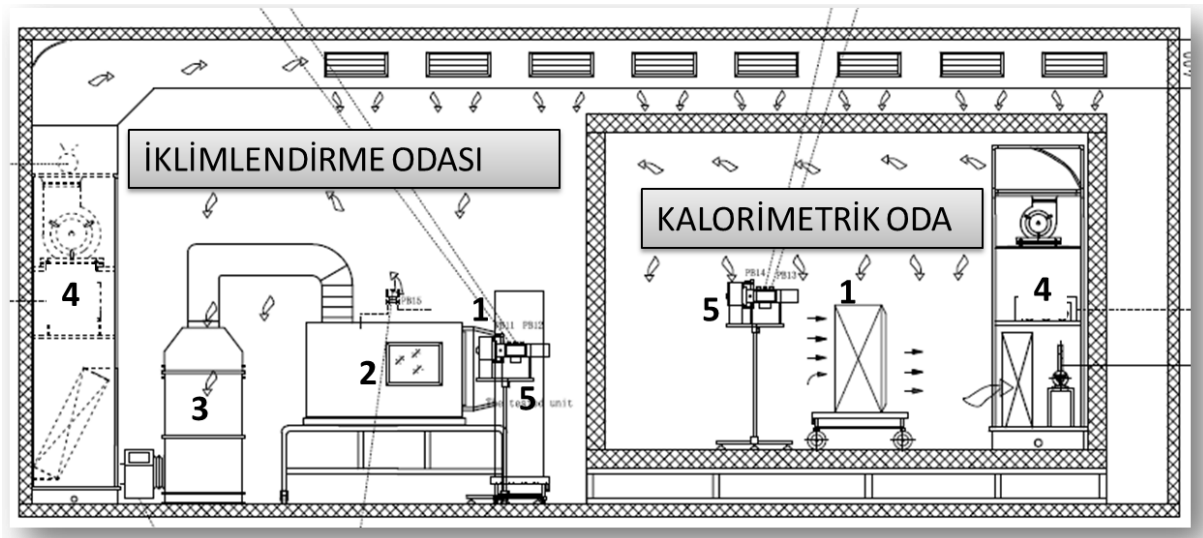
Kullanılan kanat malzemesi alüminyum olup dalgalı forma sahiptir ve 0,1mm kalınlığa sahiptir. Boru malzemesi bakırdır olup içten yivli özelliğe sahiptir ve 0,35mm kalınlığa sahiptir.

**Tablo 1.** Test edilen yoğuşturucu prototipinin özellikleri.

Prototip No	XT [mm]	XL [mm]	Boru Sayısı	Sıra Sayısı	Pas Sayısı	Lic [mm]	D <sub>dış</sub> [mm]	F <sub>p</sub> [mm]
1	38,1	33	20	4	30	800	12	2,3
2					20			

### 2.2. Test Odası ve Koşulları

Test laboratuvarı, iklimlendirme ve kalorimetrik oda şeklinde tanımlanan iki odadan oluşmaktadır (Şekil 1). Yoğuşturucu testleri kalorimetrik odada yapılmıştır. Kalorimetrik oda “kasetli/fanlı” ürün (Şekil 2) test etmek amacı ile kullanılır ve Şekil 1’de 4 nolu bölme ile ürüne şartlandırılmış hava sağlar. Hava debisi ürün üstünde bulunan fanlar aracılığıyla elde edilir. Kapasite hesabı “Oda Tipi Kalorimetrik Metot” kullanılarak hesaplanır. Kalorimetrik odada test edilen bir ürüne ait uygulama Şekil 3’de gösterilmiştir.



**Şekil 1.** Test Odası (1.Test Edilen Ürün, 2. Hava Alıcı Oda, 3. Hava Debisi Ölçüm Odası 4. Klima Santrali, 5. Hava Numune Alma Cihazı)



Şekil 2. Kasetli/fanlı ürün örneği



Şekil 3. Kalorimetrik oda örnek test görüntüsü (1.Test Edilen Ürün, 2. Hava Numune Alma Cihazı)

Hava giriş koşulları “hava numune alma cihazı (air sampler)” (Şekil 1’ de 5 nolu ve Şekil 3’ de 2 nolu cihaz) olarak isimlendirilen sistemle ölçülmüştür. Cihazın topladığı hava, ölçüm kutusuna gelmekte ve burada kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ölçülmektedir. Buradan elde edilen verilere göre Şekil 1’ de gösterilen 4 nolu bölmedeki soğutucu ve ısıtıcılar otomatik olarak devreye girmektedir. Bu sayede giriş havası istenilen sıcaklık ve bağıl nem değerine getirilmektedir. Bu çalışmada giriş havası 25 C kuru termometre sıcaklığı ve % 50 bağıl nem değerine ayarlanmıştır. Hava giriş hacimsel debisi prototip üstünde bulunan fan ile sağlanmaktadır. Fan düşük ve yüksek devir olarak adlandırılan iki adet devire sahiptir. Bu devirlerin ikisi için ayrı ayrı testler gerçekleştirilmiştir.

Testlerde soğutucu akışkan olarak R404-A kullanılmıştır. Laboratuvarda bulunan soğutucu akışkan hazırlama ünitesi sayesinde istenilen yoğuşma sıcaklığı ile kızgınlık ve aşırı soğutma dereceleri ayarlanmaktadır. Bu çalışmada “BS EN 327” [20] standardına göre yoğuşma sıcaklığı 40 C, kızgınlık derecesi 25 C ve aşırı soğutma derecesi ise 1-3 C arasında ayarlanmıştır.

1 nolu Prototip ile yapılan testlerden yüksek fan devri ile yapılan “1” ve düşük devir ile yapılan “2” olarak numaralandırılmıştır. 2 nolu Prototip ile yapılan testlerden ise yüksek fan devri ile yapılan “3” ve düşük devir ile yapılan “4” olarak numaralandırılmıştır. Bu numaralar “Bölüm 3” de test sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılmıştır.

### 3. YOĞUŞMA İKİ FAZLI AKIŞ BAĞINTILARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

#### 3.1. Isı Transfer Katsayısı Bağlıları

Literatür araştırması sonucu elde edilen bağıntılar laboratuvar testleri ile elde edilen ısı kapasite değerleri ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Bu değerlendirilmenin yapılabilmesi için önce kanatlı-borulu ısı değiştiricinin ısı kapasite hesabı yapılmıştır. Isıl kapasite hesabında “Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD)” yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemin ayrıntıları “Kocaman & Tosun” [21, 22] tarafından açıklandığı için burada değinilmemiştir.

Isıl kapasite Denklem (1) ve (2) [11] kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem (2)' de yer alan hava ve sıvı tarafı kirlilik dirençleri ( $R_f$ ) ihmal edilmiştir. Ayrıca boruların mekanik şişirilmesi sayesinde boru ve kanat arasındaki ısı temas direnci oluşması önlenmiş için bu direnç hesaplamaya katılmamıştır.

$$q = U A (LMTD) \quad (1)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{iç} A_{iç}} + \frac{R_{f,iç}}{A_{iç}} + \frac{\ln(D_{dış}/D_{iç})}{2 \pi k L} + \frac{R_{f,dış}}{A_{dış}} + \frac{1}{h_{dış} A_{dış}} \quad (2)$$

$$h_{dış} = h \left[ 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right] \quad (3)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad (4)$$

$$X = \varphi \frac{D_{dış}}{2} \sqrt{\frac{2h}{\lambda_f \delta}} \quad (5)$$

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi') \quad (6)$$

$$\varphi' = 1,28 \frac{b_f}{D_{dış}} \sqrt{\left( \frac{l_f}{b_f} - 0,2 \right)} \quad (7)$$

Denklem (2)' de yer alan hava tarafı ısı taşınım katsayısı ( $h_{dış}$ ) kanat verimini içermektedir. Bu katsayının hesaplanmasında “VDI Heat Atlas” [23] da açıklanan yöntem kullanılmıştır (Denklem 3-7). Sıvı tarafı taşınım katsayısı hesabında ise belirlenen bağıntılar ayrı ayrı kullanılmıştır ve her bir bağıntı için ısı kapasite hesaplanmıştır. Kullanılan bağıntılarda yer alan akışkan özellikleri Refprop 7.0 [24] programı ile hesaplanmıştır.

Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplamasında kullanılan yöntemin doğruluğunu kanıtlamak için akışkanı su olan kanatlı-borulu ısı değiştirici testleri yapılmıştır. Akışkan olarak kullanılan su tek-fazlı bir akışa sahiptir. Tek-faz sıvı taşınım katsayısı bağıntıları daha güvenilir sonuçlar verdiği için bu şekilde bir yöntem kullanılmıştır. Testlerde kullanılan ısı değiştiricinin özellikleri ve test koşulları Ek-1 de verilmiştir. Tablo 2' de ölçüm ve hesaplama sonucu elde edilen ısı kapasite değerleri gösterilmiştir. Hesaplama test sonuçlarına göre ortalama % 2,47 daha fazla kapasite vermiştir. Bu fark standarda [1] belirtilen % 8 fark içinde olduğundan hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplama yönteminin uygun olduğuna karar verilmiştir.

**Tablo 2.** Hava tarafı taşınım katsayısı hesaplama yöntemi doğrulama test sonuçları

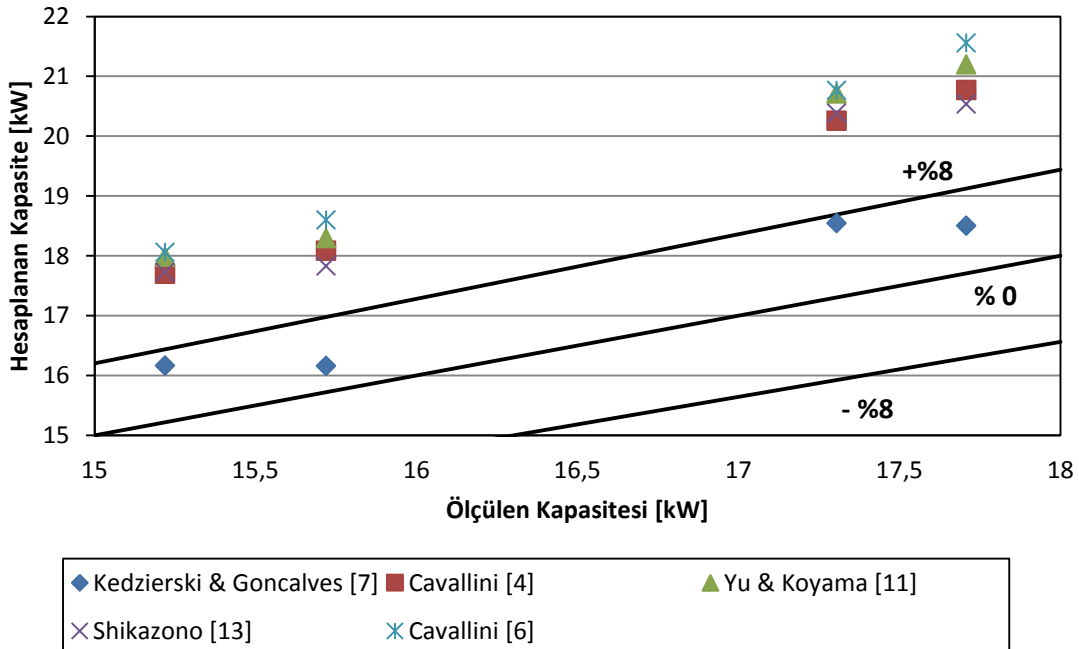
		Test Numarası*			
		1	2	3	Ortalama Fark %
Test	Kapasite - kW	31,44	10,07	48,35	
	Hesaplama	Kapasite - kW	32,84	9,95	50,34
Fark - %		4,45%	-1,16%	4,12%	2,47%

\* Test koşulları için Ek-1' e bakınız.

Yoğuşma ısı transfer katsayısı bağıntıları ile elde edilen ısı kapasite değerleri Tablo 3’ de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 3’ de ve Şekil 4’ de hesaplama ve yoğuşturucu test sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir. “Kedzierski & Goncalves” bağıntısı [7] ile elde edilen kapasitelerin standarda göre belirlenen %  $\pm 8$  limit içinde olduğu Şekil 4’ de açıkça görülmektedir. Diğer hesaplama yöntemleri test sonucuna göre %15-20 arası fazla kapasite vermektedir (Tablo 3).

**Tablo 3.** Hesaplanan ısı kapasite değerleri ve test sonuçları ile karşılaştırılması.

		Test Numarası				
Yöntem		1	2	3	4	Ortalama Fark %
Test	Kapasite - kW	17,31	15,22	17,71	15,72	
Cavallini [4]	Kapasite - kW	20,26	17,70	20,77	18,08	
	Fark - %	17,04%	16,26%	17,27%	15,04%	16,41%
Yu & Koyama [11]	Kapasite - kW	20,71	17,98	21,20	18,29	
	Fark - %	19,68%	18,13%	19,70%	16,36%	18,47%
Kedzierski & Goncalves [7]	Kapasite - kW	18,54	16,16	18,50	16,16	
	Fark - %	7,14%	6,18%	4,47%	2,77%	5,14%
Cavallini [6]	Kapasite - kW	20,76	18,06	21,55	18,60	
	Fark - %	19,97%	18,64%	21,72%	18,30%	19,66%
Shikazono [13]	Kapasite - kW	20,38	17,72	20,53	17,83	
	Fark - %	17,79%	16,45%	15,95%	13,41%	15,90%



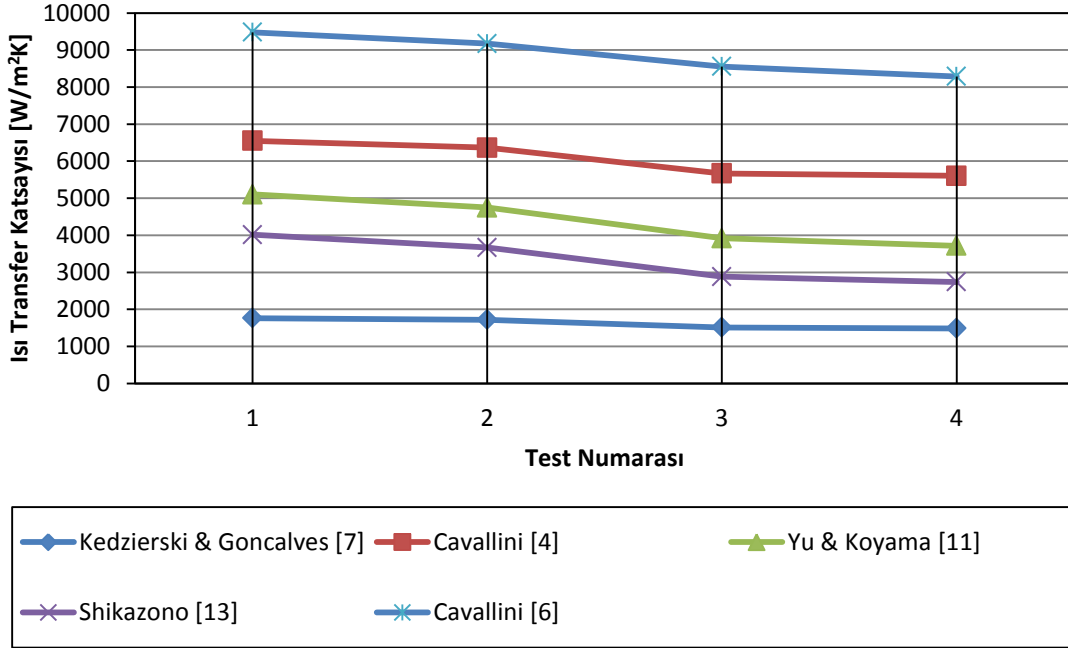
**Şekil 4.** Yoğuşma ısı transfer katsayısı hesaplama yöntemleri kullanılarak elde edilen kapasite değerlerinin test sonuçları ile karşılaştırılması.

Bağıntılar arasındaki kapasite farklılığına yol açan ısı taşınım katsayısı değerleri 0,5 kuruluk derecesi için incelenmiş ve Şekil 5’ de gösterilmiştir. Isıl kapasite açısından test sonuçları ile en kötü olan Cavallini [6] bağıntısı, en uyumlu olan Kedzierski & Goncalves [7] bağıntısına göre ortalama 5,5 kat ( $h_{\text{Kedzierski\&Goncalves}[7]}=1621 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $h_{\text{Cavallini}[6]}=8874 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) daha büyük taşınım katsayısı hesaplamıştır.



Bu fark Cavallini [6] ile kapasitenin Kedzierski & Goncalves [7]' ye göre ortalama %13,8 daha fazla hesaplanmasına neden olmuştur. Cavallini [6] bağıntısı iyileştirme çalışmaları (Cavallini ve diğ. [4]) sonucunda ısı taşınım katsayısını azaltıldığı Şekil 5' den görülmektedir. Bu iyileştirmeye rağmen Kedzierski & Goncalves [7]' ye göre taşınım katsayısı ortalama 3,7 kat ( $h_{Cavallini[4]}=6048 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) ve ısı kapasite ortalama % 10,7 daha büyüktür.

Bunun dışında birbirine yakın kapasite değerlerinin hesaplandığı Cavallini [4] ile Shikazono [13] arasındaki ısı taşınım katsayıları da karşılaştırılmıştır. Cavallini [4] bağıntısı ile Shikazono [13] bağıntısına göre ortalama 1,84 kat ( $h_{Shikazono[13]}=3326 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) fazla ısı taşınım katsayısı ve ortalama %0,4 fazla ısı kapasite değeri hesaplanmıştır.

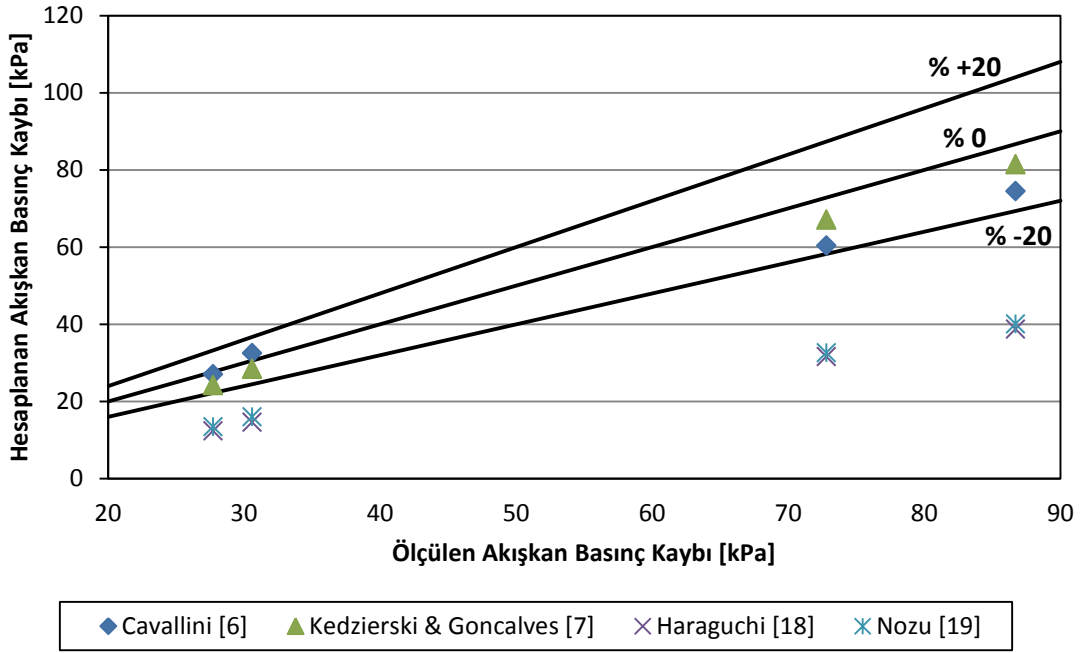


Şekil 5. Farklı yöntemlerle hesaplanan yoğuşma ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması

Yukarıda yapılan karşılaştırmalarda Kedzierski & Goncalves [7] bağıntısının test sonuçlarına göre en uyumlu yöntem olduğu anlaşılmıştır.

### 3.2. Basınç Kaybı Bağıntıları

Literatür araştırması sonucu belirlenen iki fazlı akış basınç kaybı bağıntıları sonucu elde edilen akışkan basınç kayıpları test sonuçları ile Şekil 6' da karşılaştırılmıştır. Şekilde görülen %  $\pm 20$  limiti standarda [1] göre belirlenmiştir. Cavallini [6] ve Kedzierski & Goncalves [7] bağıntılarının istenilen limitler içinde kaldığı Şekil 6' da görülmektedir. Bu bağıntılar ile test sonuçlarına göre sırasıyla ortalama % -7 ve % -8,5 daha az basınç kaybı hesaplanmıştır. İki bağıntının da test sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

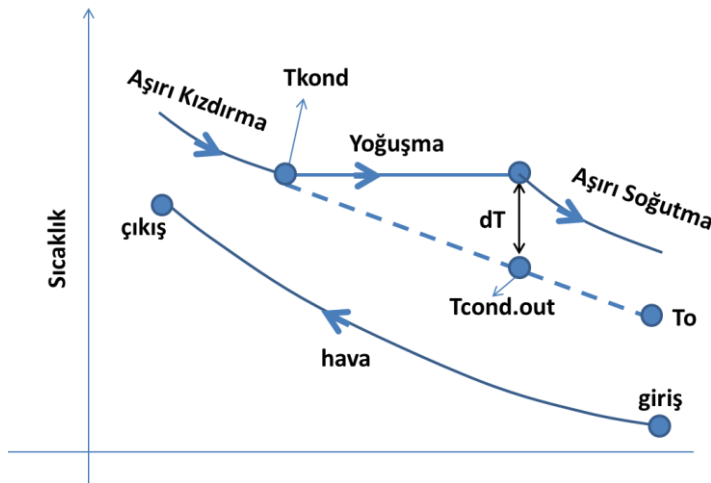


Şekil 6. Farklı yöntemlerle hesaplanan akışkan basınç kayıplarının test sonuçları ile karşılaştırılması

### 3.2.1. Basınç Kaybının Isıl Kapasiteye Etkisi

Gerçek durumda basınç düşüşü akışkanın sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Bu durum tek-fazlı akışlarda ihmal edilebilir seviyelerdedir. Aynı akışkan debisi için iki fazlı akışlarda gerçekleşen basınç düşüşü tek-fazlı akışlara oranla daha fazla olduğu için iki fazlı akışlarda bu etki göz önüne alınmalıdır.

Faz değişimi sırasında akışkanın sıcaklığında meydana gelen bu azalma Denklem (1)' de ısıl kapasite hesabındaki LMTD değerini azaltacak yönde etkilemektedir. Şekil 7' de şematik olarak bu durum gösterilmiştir. Akışkanın yoğuşturucu çıkış sıcaklığı ( $T_o$ ) hava giriş sıcaklığına yaklaştığı için LMTD değeri azalmaktadır. Bu da ısıl kapasite değerini düşürmektedir. Bu etki ısı transfer katsayısı bağıntılarının incelendiği bölüm 3.1' de "Kedzierski ve Goncalves" basınç kaybı bağıntısı [7] kullanılarak hesaba katılmıştır.



Şekil 7. İki fazlı akışta basınç kaybının sıcaklık düşmesine etkisi

Basınç kaybı hesaplamalarında kütleli debi değeri kullanıldığı için burada ısı kapasiteler yerine kütleli debiler karşılaştırılmıştır. Basınç kaybının LMTD değerine olan etkisi nedeniyle, incelenen basınç kaybı bağıntıları ile ısı kapasiteler hesaplanmıştır. Isıl kapasite değerinden Denklem (8) ile akışkan kütleli debileri elde edilmiş ve Tablo 4’ de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 4’ de test sonuçları ile karşılaştırmalar da gösterilmiştir. Tablo 4 incelendiğinde basınç kaybı karşılaştırmasında (Şekil 7) en uygun sonuçları veren bağıntıların (Cavallini [6], Kedzierski & Goncalves [7]) kütleli debi açısından da test sonuçları ile uyumlu olduğu görülür. Kedzierski & Goncalves [7] bağıntısı Cavallini [6] bağıntısına göre çok az da olsa test sonuçları ile daha uyumludur.

$$q = \dot{m} (H_i - H_o) \quad (8)$$

**Tablo 4.** Farklı İki fazlı akış basınç kaybı bağıntıları ile hesaplanan kütleli debi değerleri ve test sonuçları ile karşılaştırılması.

		Test Numarası				
Yöntem		1	2	3	4	Ortalama Fark %
Test	Debi - kg/h	383,18	345,11	392,94	361,08	
	Fark - %					
Cavallini [6]	Debi - kg/h	414,80	369,27	409,36	370,23	
	Fark - %	8,25%	7,00%	4,18%	2,54%	5,49%
Kedzierski & Goncalves [7]	Debi - kg/h	410,27	366,24	410,95	371,13	
	Fark - %	7,07%	6,12%	4,58%	2,78%	5,14%
Haraguchi [18]	Debi - kg/h	426,50	377,19	416,24	374,77	
	Fark - %	11,30%	9,30%	5,93%	3,79%	7,58%
Nozu [19]	Debi - kg/h	426,12	376,86	415,72	374,44	
	Fark - %	11,21%	9,20%	5,80%	3,70%	7,48%

Basınç kaybı açısından en büyük farka sahip Kedzierski & Goncalves [7] ile Haraguchi [18] bağıntılarının basınç kaybına bağlı sıcaklık düşme değerleri Tablo 5’ de verilmiştir. Basınç kaybını Haraguchi [18] Kedzierski & Goncalves [7] bağıntısına göre ortalama % -50,8 daha az hesaplanmıştır. Bu fark sıcaklık düşmesinde ortalama 0,59 K değerinde sapma yaratmaktadır (Tablo 5). 0,59 K daha az gerçekleşen sıcaklık düşmesi LMTD değerini daha az etkilemektedir. Bu etki sonucu debi değeri ve buna bağlı olarak ısı kapasite değeri, Haraguchi [18] bağıntısı ile Kedzierski & Goncalves [7] bağıntısına göre ortalama % 2,3 daha fazla hesaplanmıştır.

**Tablo 5.** Basınç kaybına bağlı sıcaklık düşmesi değerleri.

Sıcaklık Düşmesi - K			
Test Numarası	Kedzierski & Goncalves [7]	Haraguchi [18]	Fark
1	1,75	0,78	0,97
2	1,45	0,64	0,81
3	0,56	0,24	0,32
4	0,48	0,21	0,27
Ortalama			0,59

Sonuç olarak, İki fazlı akış basınç kaybı bağıntılarının uygunluğunun ısı kapasite değerinin hassas bir şekilde hesaplanması açısından önemli olduğu anlaşılmıştır.

## SONUÇ

Bu çalışmada ulaşılabilen literatürden elde edilen, yatay içten yivli borularda gerçekleşen yoğuşmada iki fazlı akış ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntılarının uygunluğu incelenmiştir. Hesaplanan ısı kapasite değerleri yoğuşturucu test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Kanatlı-borulu yoğuşturucunun geometrik özellikleri ve test koşullarına göre en uygun ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntıları Kedzierski ve Goncalves [7] tarafından önerilen bağıntılar olarak elde edilmiştir.

Yoğuşmada ısı transfer katsayısının belirlenmesi için Cavallini ve diğ. [4] literatürde yer alan deney sonuçlarına göre daha geniş şartları kapsayan genel bir bağıntı çıkarmıştır ancak bu çalışmadaki test sonuçları ile karşılaştırıldığında ısı kapasite açısından standartlara göre belirlenen %  $\pm 8$  limitinin içine girememiştir. Bunun yanında daha az kapsamlı şartlar için geçerli ve bu çalışmadaki testlerde kullanılan akışkan olan R404-A için deney yapmamasına rağmen Kedzierski ve Goncalves [7] bağıntısının en uygun bağıntı olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmadaki koşullar için ısı transfer katsayısının  $1621 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerinden  $6048 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerine artması (ortalama 3,7 kat artış) hesaplanan ısı kapasite değerini %10 etkilemiştir. Buna karşın  $3326 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerinden  $6048 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerine artış ısı kapasite değerini yok denecek kadar az etkilemiştir. Buna göre, yaklaşık olarak  $3000\text{-}3500 \text{ W/m}^2\text{K}$  değerinden daha büyük ısı transfer katsayısı elde etmek için yapılacak tasarım iyileştirme çalışmalarının ısı kapasiteye hiçbir etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır.

Basınç kaybının iki fazlı akış akışlarda ısı kapasiteye etkili olduğu açıklanmış ve gösterilmiştir. Basınç kaybının % 50 daha az hesaplanmasının ısı kapasiteyi yaklaşık % 2,3 arttırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Bu etkiden dolayı iki fazlı akış akışa sahip ısı değiştiricilerinde daha hassas ısı kapasite hesaplarının elde edilebilmesi için bu etkinin önemli olduğu ortaya konulmuştur.

## KISALTMALAR

XT	Borular arası dikey mesafe
XL	Borular arası yatay mesafe
Lic	Bir borunun uzunluğu
$D_{dış}$	Boru dış çapı
$D_{iç}$	Boru iç çapı
$F_p$	Kanatlar arası hatve
U	Toplam ısı transfer katsayısı
A	Isı transfer yüzey alanı
$A_f$	Kanat yüzey alanı
$h_{iç}$	Boru iç taraf ısı taşınım katsayısı
$h_{dış}$	Isı değiştirici dış taraf ısı taşınım katsayısı
$A_{iç}$	Boru içi yüzey alanı
$A_{dış}$	Isı değiştirici dış yüzey alanı
$R_{f, iç}$	Boru içi kirlilik faktörü
$R_{f, dış}$	Dış yüzey kirlilik faktörü
k	Boru malzemesi ısı iletim katsayısı
L	Boru et kalınlığı
$\eta_f$	Kanat verimi
h	Isı taşınım katsayısı (kanatsız yüzey için)
X, $\phi$ , $\phi'$	Kanat verim hesaplama katsayıları
$\lambda_f$	Kanat ısı iletim katsayısı
$\delta$	Kanat et kalınlığı
$b_f$	Kanat genişliği
$l_f$	Kanat uzunluğu
$h_{bağıntı \text{ ismi}}$	“Kullanılan bağıntı” ile elde edilen ısı taşınım katsayısı
$\dot{m}$	Kütlese debi



$H_i$  Giriş entalpisi  
 $H_o$  Çıkış entalpisi

## KAYNAKLAR

- [1] Eurovent RS 7/C/005-2012, “Eurovent Rating Standard for DX Air Coolers, Air Cooled Condenser and Dry Coolers”, 2013.
- [2] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, sixth ed. Wiley. A.S., 2006.
- [3] Garcia-Valladares O., “Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes”, Heat Transfer Engineering, cilt 24, sayı 4, s.6–24, 2003
- [4] Cavallini A., Del Col D., Mancin S., Rossetto L., “Condensation Of Pure And Near-Azeotropic Refrigerants In Microfin Tubes: A New Computational Procedure”, International Journal of Refrigeration, sayı 32, s.162-174, 2009
- [5] Wang H.S., Honda H., “Condensation Of Refrigerants In Horizontal Microfin Tubes: Comparison Of Prediction Methods For Heat Transfer”, International Journal of Refrigeration, sayı 26, s.452,460, 2003
- [6] Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L., “Heat Transfer And Pressure Drop During Condensation Of Refrigerants Inside Horizontal Enhanced Tubes”, International Journal of Refrigeration, sayı 23, s.4-25, 2000
- [7] Kedzierski, M.A., Goncalves, J.M., “Horizontal Convective Condensation of Alternative Refrigerants within A Micro-Fin Tube”, NISTIR 6095, U.S. Dept. Commerce., 1997.
- [8] Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattleet, J. P., and Gaibel, J. A., “Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes”, ACRC Technical Report 57, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1994.
- [9] Dobson, M. K., and Chato, J. C., “Condensation in Smooth Horizontal Tubes”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 193–213, 1998.
- [10] Cavallini, A., Censi, G., Del Col, L., Doretti, L., Longo, G. A., and Rossetto, L., Experimental Investigation on Condensation of New HFC Refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 73–87, 2001.
- [11] Yu J., Koyama S. Condensation heat transfer of pure refrigerants in micro fin tubes. In: Proc. Int. Refrigeration Conference at Purdue Univ., West Lafayette, USA, 1998. p. 325–30.
- [12] Kedzierski M.A., Goncalves J.M. “Horizontal Convective Condensation Of Alternative Refrigerants Within A Micro-Fin Tube”, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, cilt 6, sayı 2-4, s.161–78, 1999.
- [13] Shikazono N., Itoh M., Uchida M., Fukushima T., Hatada T., “Predictive Equation Proposal for Condensation Heat Transfer Coefficient of Pure Refrigerants in Horizontal Microfin Tubes”, *Trans. Jap. Soc. Mech. Engrs.*, sayı 64, s.196–203, 1998 [in Japanese]
- [14] Cavallini A., Doretti L., Klammsteiner N., Longo L.G., Rossetto L. “Condensation Of New Refrigerants Inside Smooth And Enhanced Tubes”, Proc. 19th Int. Cong. Refrigeration, sayı IV, s. 105–14, Hague, The Netherlands, 1995
- [15] Luu M., Bergles A.E., “Enhancement of Horizontal In-Tube Condensation of Refrigerant-113”, *ASHRAE Trans*; cilt 86(böl. I), s.293–312, 1980.
- [16] Friedel L., “Pressure Drop during Gas/Vapor-Liquid Flow in Pipes”, *Int. Chem. Engineering*, sayı 20, s.352-67, 1980.
- [17] Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L., “Pressure Drop During Condensation And Vaporization Of Refrigerants Inside Enhanced Tubes”, *Heat and Technology*, cilt 15, sayı 1, s.3-10, 1997.
- [18] Haraguchi H., Koyama S., Esaki J., Fujii T., “Condensation Heat Transfer Of Refrigerants Hfc134a, Hcfc123 And Hcfc22 In A Horizontal Smooth Tube And A Horizontal Micro Fin Tube”, Proc. 30th National Symp. of Japan, Yokohama, s. 343-5, 1993
- [19] Nozu S., Katayama H., Nakata H., Honda H., “Condensation Of A Refrigerant Cfc11 In Horizontal Micro Fin Tubes (Proposal Of A Correlation Equation For Frictional Pressure Gradient)”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, sayı 18, s. 82-96, 1998.
- [20] BS EN 327:2014, “Heat Exchangers. Forced Convection Air Cooled Refrigerant Condensers. Test Procedures For Establishing Performance.”, 2014



- [21]KOCAMAN Y., TOSUN H., “Yeni Bir Yaklaşımla Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinin Performans Analizi”, X1. Ulusal Tesisat Mühendisliği Sempozyumu, Mayıs 2014
- [22]KOCAMAN Y., TOSUN H., “Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makine, cilt 54, sayı 646, s. 27-36, 2013
- [23]“VDI Heat Atlas – M1: Heat Transfer to Finned Tubes”, 2. Baskı, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010
- [24]NIST, “National Institute of Standard and Technology, Refprop Version 7.0.” Boulder, Colorado, USA, 2002.

## ÖZGEÇMİŞ

### Mete ÖZŞEN

1986 yılı İskenderun doğumludur. 2008 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2011 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji programında Yüksek Lisansını tamamlamıştır. Şu an Friterm Termik Cihazlar A.Ş.’de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. Isı transferi konuları üzerine çalışmalarını devam ettirmektedir.

### Naci ŞAHİN

Naci ŞAHİN 1958 yılı Hekimhan/Malatya doğumludur. 1981 yılında Makine Mühendisi olarak İ.T.Ü.’den mezun oldu. 1983-1985 yılları arasında Termko Termik Cih. San. Ve Tic. A.Ş.’de Makine Mühendisliği; 1985-1996 yılları arasında Friterm A.Ş.’de Üretim, Şantiye ve Servis Müdürlüğü görevlerini yürüttü. 1996 yılından günümüze Friterm A.Ş. Genel Müdürlüğü görevini yürütmekte olan Naci Şahin süreç içerisinde çeşitli sektörel kurumlarda aktif olarak görev yaptı. Halen sektörel kurumlarda çalışmaları devam etmekte olup, İklimlendirme Soğutma Klima İmalatçıları Derneği (İSKİD) Üniversite Sanayi İşbirliği Komisyon Başkanlığı ve Yönetim Kurulu Başkanlığı yapmıştır. Naci Şahin evli, bir erkek ve bir kız çocuk babasıdır.

## EK-1 TEK-FAZ AKIŞLI KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ ÖZELLİKLERİ VE TEST KOŞULLARI

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı bağıntısının doğruluğun kanıtlamak için yapılan testte kullanılan ısı değiştiricinin özellikleri aşağıda verilmiştir.

XT [mm]	XL [mm]	Boru Sayısı	Sıra Sayısı	Pas Sayısı	Lic [mm]	D <sub>dış</sub> [mm]	F <sub>p</sub> [mm]	Kanat Kalınlığı [mm]	Boru Kalınlığı [mm]
38,1	33	20	4	8	750	12	2,5	0,12	0,32

Kanat ve boru malzemesi sırasıyla alüminyum ve bakırdır. Kanat dalgalı formda olup, boru tipi düzdür.

Yapılan test koşulları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Test Numarası	Hava Giriş Sıcaklığı [C]	Hava Giriş Bağıl Nemi [%]	Hava Giriş Hacimsel Debisi [m <sup>3</sup> /h]	Akışkan	Akışkan Giriş Sıcaklığı [C]	Akışkan Giriş Hacimsel Debisi [m <sup>3</sup> /h]
1	20	50	4629	Su	50	4
2			1029			2
3			8230			8

**EK-2 İKİ-FAZLI AKIŞ BAĞINTILARI****Terimler**

$A_{fa}$	Gerçek serbest akış kesit alanı, $m^2$
$A_{real}$	Gerçek ısı transfer yüzey alanı, $m^2$
$b$	Yiv ucunun genişliği, m
$Bo$	Bond sayısı, $\frac{g \rho_l h \pi D_{i,min}}{8 \sigma n}$
$c_{pl}$	Sıvı faz özgül ısı değeri, J/kgK
$D$	İç çap (diş dibi çapı), m
$D_h$	Hidrolik çap, m
$D_{i,min}$	Minimum iç çap (diş ucu çapı), m
$D_{mean}$	Ortalama çap, $\sqrt{\frac{4S}{\pi}}$ , m
$e$	Pürüzlülük, m
$f$	Sürtünme faktörü
$f_{LO}$	Sürtünme faktörü (Tüm akışın sıvı olduğu kabulü ile)
$f_G$	Gaz fazı sürtünme faktörü
$f_{GO}$	Sürtünme faktörü (Tüm akışın buhar fazında olduğu kabulü ile)
$Fr$	Froude sayısı
$G$	Kütlese akı, $kg/m^2s$
$g$	Yer çekimi ivmesi, $m/s^2$
$Ga$	Galileo sayısı, $\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g D^3}{\mu_l^2}$
$h$	Boru yiv yüksekliği, m
$h_{fg}$	Gizli ısı, J/kg
$J_g^*$	Yivli boru için boyutsuz buhar hızı
$J_g$	Düz boru için boyutsuz buhar fazı hızı, $\frac{x_g G}{[g D_{i,min} \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0.5}}$
$Ja_l$	Sıvı Jakob sayısı, $\frac{c_{pl}(T_s - T_w)}{h_{fg}}$
$L$	Boru uzunluğu, m
$M$	Kütlese debi, kg/s
$n$	Boru yiv sayısı
$n_{opt}$	Optimum yiv sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı
$Nu_B$	Kaynama yoğuşması için Nusselt sayısı
$Nu_F$	Zorlanmış yoğuşma için Nusselt sayısı
$p$	Yiv hatvesi, m
$p_{red}$	İndirgenmiş basınç (basınç/kritik basınç)
$P$	Basınç
$Pr_l$	Sıvı Prandtl sayısı
$Q$	Isı transferi, W
$r_0$	Yiv ucunun köşe radyusu, m
$Re_l$	Sıvı Reynolds sayısı, $\frac{G D (1-x_g)}{\mu_l}$
$Re_{lh}$	Hidrolik ve sadece sıvı faz akışlı Reynolds sayısı, $\frac{G D_h}{\mu_l}$
$S$	Boru kesit alanı, $m^2$
$T_s$	Doyma sıcaklığı
$T_w$	Boru yüzey sıcaklığı
$u_g$	Buhar hızı, m/s
$We$	Weber sayısı
$x_0$	Fin ucunun düz bölüm uzunluğu, m
$x_g$	Kuruluk derecesi
$X_{tt}$	Martinelli sayısı, $\left(\frac{1-x_g}{x_g}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$
$z$	Eksenel koordinat, m



$\alpha$	Taşınım ısı transfer katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_A$	Sıcaklık farkından ( $\Delta T$ ) etkilenmeyen akış rejimindeki ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{A,S}$	Düz boruda sıcaklık farkından ( $\Delta T$ ) etkilenmeyen akış rejimindeki ısı taşınım katsayısı W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_D$	Sıcaklık farkından ( $\Delta T$ ) etkilenen akış rejimindeki ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{D,S}$	Düz boruda sıcaklık farkından ( $\Delta T$ ) etkilenen akış rejimindeki ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_e$	Kabul edilen alana göre ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{L,O}$	Akışın tamamının sıvı olduğu düşünülerek hesaplanan ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$\beta$	Helis açısı, derece
$\gamma$	Yiv tepe açısı derece
$\Delta z$	Hesaplamaya katılan boru bölme uzunluğu, m
$\varepsilon_g$	Boşluk oranı
$\eta_A$	Isı transfer yüzeyi artış oranı $A_{real} / A_{smooth}$
$\theta$	Yiv tepe açısının yarısı, $\gamma/2$ , derece
$\lambda_l$	Sıvı faz ısı iletim katsayısı, W/mK
$\mu_g$	Buhar fazı dinamik vizkosite, kg/ms
$\mu_l$	Sıvı faz dinamik vizkosite, kg/ms
$\rho_g$	Buhar fazı yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_l$	Sıvı fazı yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_m$	Karışımın yoğunluğu, kg/ m <sup>3</sup>
$\sigma$	Yüzey gerilmesi, N/m
$\tau_l$	Sıvı-buhar arayüzeyi kayma gerilmesi, Pa
$\phi_{LO}^2$	Sürtünme çarpanı (Tüm akışın sıvı olduğu kabulü ile)

#### a. ISI TAŞINIM KATSAYISI BAĞINTILARI

Cavallini [4]

$$\alpha = \frac{Q}{\pi D_{i\_min} L \Delta T}$$

$$\Delta T = T_g - T_w$$

$$\alpha = [\alpha_A^3 + \alpha_D^3]^{0,333}$$

$$\alpha_A = \alpha_{AS} A C$$

$$\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left[ 1 + 1,128 x_g^{0,817} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2363} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} P \tau_l^{-0,1} \right]$$

$$\alpha_{LO} = 0,023 \frac{\lambda_l}{D_{i\_min}} \left( \frac{G D_{i\_min}}{\mu_l} \right)^{0,8} P \tau_l^{0,4}$$

$$A = 1 + 1,119 Fr^{-0,3821} (R_x - 1)^{0,3586}$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D_{i\_min} (\rho_l - \rho_g)^2}$$

$$R_x = \frac{\left[ \frac{2 h n (1 - \sin(\gamma/2))}{\pi D_{i\_min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right]}{\cos \beta}$$





$$C = 1 \text{ if } (n_{opt}/n) \geq 0,8$$

$$C = (n_{opt}/n)^{1,904} \text{ if } (n_{opt}/n) < 0,8$$

$$n_{opt} = 4064,4D_{i,min} + 23,257$$

$$\alpha_D = C[2,4x_g^{0,1206}(R_x - 1)^{1,466} C_1^{0,6875} + 1]\alpha_{D,S} + C(1 - x_g^{0,087})R_x \alpha_{LO}$$

$$\alpha_{D,S} = \frac{0,725}{1 + 0,741 \left[ \frac{1 - x_g}{x_g} \right]^{0,3321}} \left[ \frac{\lambda_1^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg}}{\mu_l D_{i,min} \Delta T} \right]^{0,25}$$

$$C_1 = 1 \text{ if } J_G \geq J_G^*$$

$$C_1 = \frac{J_G}{J_G^*} \text{ if } J_G < J_G^*$$

$$J_G^* = 0,6 \left\{ \left[ \frac{7,5}{4,3X_{tt}^{1,111} + 1} \right]^{-3} + 2,5^{-3} \right\}^{-0,3333}$$

### Yu & Koyama [11]

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$$

$$Nu_F = 0,152 [0,3 + 0,1 Pr_l^{1,1}] \left( \Phi_v / X_{tt} \right) Re_l^{0,68}$$

$$\Phi_v = 1,1 + 1,3 \left[ \frac{G X_{tt}}{(g D_{mean} \rho_g (\rho_l - \rho_g))^{0,5}} \right]^{0,35}$$

$$Nu_B = \frac{0,725}{\eta_A^{0,25}} H(\varepsilon_g) \left( \frac{Ga Pr_l}{Ja_1} \right)^{0,25}$$

$$H(\varepsilon_g) = \varepsilon_g + (10(1 - \varepsilon_g)^{0,1} - 8) \sqrt{\varepsilon_g} (1 - \sqrt{\varepsilon_g})$$

$$\varepsilon_g = \left[ 1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right) \left( 0,4 + 0,6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0,4 \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right)}{1 + 0,4 \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right)}} \right) \right]^{-1}$$

$$Nu = \alpha D_{mean} / \lambda_l \rightarrow Q = \alpha (T_s - T_w) A_{real}$$

### Kedzierski & Goncalves [7]

$$Nu = 2,256 Re_{in}^{0,303} Ja_1^{-0,232 x_g} Pr_l^{0,393} p_{red}^{-0,578 x_g^2} (-\log_{10} p_{red})^{-0,474 x_g^2} S_v^{2,531 x_g}$$



$$Sv = \frac{(\rho_l / \rho_g) - 1}{x_g (\rho_l / \rho_g) + (1 - x_g)}$$

$$Nu = \alpha D_h / \lambda_l \rightarrow Q = \alpha (T_s - T_w) A_{real}$$

**Cavallini [6]**

$$Nu = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_l^{1/3} R_x^s (Bo Fr_l)^t$$

$$Re_{eq} = \frac{G \left[ (1 - x_g) + x_g (\rho_l / \rho_g)^{0,5} \right] D_{i,min}}{\mu_l}$$

$$R_x = \frac{\left[ \frac{2 h n (1 - \sin(\gamma/2))}{\pi D_{i,min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right]}{\cos \beta}$$

$$Nu = \alpha_s D_{i,min} / \lambda_l \rightarrow Q = \alpha_s (T_s - T_w) \pi D_{i,min} \Delta z$$

$$\frac{h}{D_{i,min}} \geq 0,004 \rightarrow s = 1,4, t = -0,08$$

$$\frac{h}{D_{i,min}} < 0,004 \rightarrow s = 2, t = -0,26$$

**Shikazono [13]**

$$\alpha = Nu \lambda_l / D$$

$$Nu = (Nu_f^2 + (f Nu_b)^2)^{0,5}$$

$$Nu_f = 0,0152 (1 + 0,6 Pr_l^{0,8}) Re_{tr}^{0,77} \phi_v / X_{tt}$$

$$Nu_b = 0,752 H(\varepsilon_g) \left( \frac{Ga_r Pr_l}{Ja_l} \right)^{0,25}$$

$$Re_{tr} = \frac{G(1 - x_g)D}{\mu_l}$$

$$\phi_v = 1 + 0,5 Fr_l^{0,75} X_{tt}^{0,25}$$

$$Fr_l = \frac{G}{\sqrt{\rho_v (\rho_l - \rho_v) g D}}$$

$$Ga_r = \frac{g \rho_l^2 D^3}{\mu_l^2}$$

$$f_1 = 0,265 R^{1,2} Bo^{0,05} \varepsilon_g^{1/(0,14 - 0,0073R)}$$

$$f_2 = 0,448 R^{0,8} Bo^{0,1} \varepsilon_g^{0,9}$$



$$f_3 = \left( \frac{Bo^{1,3} \varepsilon_g}{0,7 R^{0,5}} \right)^{1/1,2 \theta}$$

$$f_4 = 1$$

$$f = \text{Mak} [f_1, \min(f_2, f_3), f_4]$$

$$Bo = \frac{b g D (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}$$

$$R = \frac{b - 2 h \tan \theta + \left[ 1 + \frac{54}{7} \left( 1 - \frac{2 \theta}{\pi} \right) \right] \left( p - b + \frac{2h}{\cos \theta} \right)}{p}$$

$$b = p - 2 [x_0 + r_0 \cos \theta - r_0 (1 - \sin \theta) \tan \theta]$$

### b. BASINÇ KAYBI BAĞINTILARI

#### Cavallini [6]

$$(dP/dz)_{f,cond} = (dP/dz)_{f,adiab} \Theta$$

$$(dP/dz)_{f,adiab} = \Phi_{Lo}^2 2 f_{Lo} G^2 / (D_{i,min} \rho_l)$$

$$\Phi_{Lo}^2 = E + \frac{3,23FH}{Fr^{0,045} We^{0,035}}$$

$$E = (1 - x_g)^2 + \frac{x_g^2 (\rho_l f_{Go})}{(\rho_g f_{Lo})}$$

$$F = x_g^{0,78} (1 - x_g) 224$$

$$H = (\rho_l / \rho_g)^{0,91} (\mu_g / \mu_l)^{0,19} (1 - \mu_g / \mu_l)^{0,7}$$

$$Fr = G^2 / (g D_{i,min} \rho_m^2)$$

$$We = G^2 D_{i,min} / (\rho_m \sigma)$$

$$\rho_m = \rho_l \rho_g / [x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g]$$

$$f_{Lo1} = 0,079 [G D_{i,min} / \mu_l]^{-0,25} \text{ if turbulent flow}$$

$$f_{Lo1} = \frac{16}{[G D_{i,min} / \mu_l]} \text{ if laminar flow}$$

$$(4 f_{Lo2})^{-0,5} = 1,74 - 2 \log_{10} (2 e / D_{i,min})$$

$$f_{Go1} = 0,079 [G D_{i,min} / \mu_g]^{-0,25} \text{ if turbulent flow}$$



$$f_{GO1} = \frac{16}{[GD_{i\_min}/\mu_g]} \text{ if laminar flow}$$

$$(4 f_{GO2})^{-0.5} = 1,74 - 2 \log_{10}(2 e/D_{i\_min})$$

$$f_{GO} = \max(f_{GO1}, f_{GO2})$$

$$f_{LO} = \max(f_{LO1}, f_{LO2})$$

$$\frac{e}{D_{i\_min}} = 0,18 \frac{h/D_{i\_min}}{0,1 + \cos \beta}$$

$$\Theta = \frac{\Phi_F}{\exp(\Phi_F) - 1}$$

$$\Phi_F = -[G_c u_g / \tau_l]$$

$$G_c = \frac{M(dx_g/dz)}{\pi D_{i\_min}}$$

$$\tau_l = G x_g / (\rho_g \varepsilon_g)$$

$$u_g = G x_g / (\rho_g \varepsilon_g)$$

$$\varepsilon_g = \frac{(x_g/\rho_l)}{\{C_o[x_g \rho_l + (1 - x_g)\rho_g] + (\rho_l \rho_g u_{gj})/G\}}$$

$$C_o = 1 + 0,2(1 - x_g)[(g D_{i\_min} \rho_l^2)/G^2]^{0,25} \text{ for } \varepsilon_g > 0,1 \quad C_o \rightarrow 0 \text{ for } \varepsilon_g \rightarrow 0$$

$$u_{gj} = 1,18(1 - x_g)[\sigma g(\rho_l - \rho_g)/\rho_l^2]^{0,25}$$

### Kedzierski & Goncalves [7]

$$\Delta P = \frac{f G^2 (1/\rho_{out} + 1/\rho_{in}) L}{D_h} + G^2 (1/\rho_{out} + 1/\rho_{in})$$

$$f = \{0,002275 + 0,00933 \exp[h/(-0,003 D)]\} Re^B [(x_{g\_in} - x_{g\_out}) h_{fg} / (Lg)]^{0,211}$$

$$Re = \frac{G D_h}{\mu_l}$$

$$B = (-4,16 - 532h/D)^{-1}$$

### Haraguchi [18]

$$(dP/dz)_f = \Phi_G^2 2 f_G (G x_g)^2 / (D_{i\_min} \rho_g)$$

$$\Phi_G = C_1 + C_2 \{GX_{tt} / [g D_{mean} \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}\}^{0,35}$$

$$C_1 = 1,1 \quad C_2 = 1,3$$



$$f_g = 0,046 \left( \frac{G x_g D}{\mu_g} \right)^{-0,2} \left( \frac{D}{D_h} \right) [A_{fa} / (\pi DL)]^{0,5} (\sec \beta)^{0,75}$$

**Nozu [19]**

$$(d_p/d_z)_f = (\xi + \zeta) 2f_g G^2 x_g^2 / (\rho_g D)$$

$$\xi = 1 + \left( 1 + \frac{10}{Fr^{1,5}} \right)^{-0,5} (25X_{tt}^{0,8} + 1,6X_{tt}^2)$$

$$Fr = G x_g / [g D_{i,min} \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}$$

$$\zeta = Q / (\pi DL G x_g \varepsilon_g^2 h_{fg} f_g)$$

$$\varepsilon_g^{-1} = 1 + [(1 - x_g) \rho_g / (x_g \rho_l^{0,15})]$$

