

İKİ FARKLI DAĞITICI MODELİNDE SOĞUTUCU AKIŞKANIN İKİ FAZLI MODELLENMESİ VE SOĞUTMA KAPASİTESİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Mehmet Harun SÖKÜCÜ
Yard. Doç. Dr. Mehmet DİREK
Ergin BAYRAK

ÖZET

Buharlaştırıcıdaki soğutma çevriminin amacı, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşmasıdır. Buharlaştırıcı verimini etkileyen en önemli parametreler; homojen olmayan boru içindeki akış dağılımı, hava ve akışkan tarafındaki basınç düşüşü, ısı transfer hızı ve kızgınlık derecesi olarak sıralanmaktadır.

Soğutma çevriminde basınç düşümünü uygun seviyelerde tutmak ve soğutucunun homojen akış dağılımını sağlamak amacıyla buharlaştırıcı girişinden önce dağıtıcı bulunmaktadır. Ne yazık ki; deneysel tekniklerle dağıtıcıda meydana gelen basınç düşüşünü ve akış profillerini analiz etmek oldukça zordur. Bu işlemler hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonu tarafından kolaylıkla tahmin edilebilmektedir. Ancak bu durumda da türbülans, iki faz (sıvı-gaz) gibi bir çok hesaplama parametreleri mevcuttur.

Bu çalışmada iki farklı dağıtıcı modelinin HAD ile akış analizleri yapıp sonuçları karşılaştırıldı. Numerik analizler ANSYS'15 CFX ile yapılmıştır. İki model için de kararlı durum analizi yapıldı. Numerik analizde sınır koşulları iki fazlı akış modelleri incelenerek belirlenmiştir. Ayrıca her iki dağıtıcının soğutma performansına etkisini deneysel olarak incelemek için test düzeneği kurulmuştur. FRTCOILS® yazılımı ile kapasite ve dizaynı belirlenen endüstriyel tip buharlaştırıcıda iki dağıtıcının da aynı çevre şartlarında ve çalışma sıcaklıklarında soğutma kapasiteleri karşılaştırıldı.

Numerik sonuçlara göre, dağıtıcının çıkış kanallarında kütle akış hızları ve boşluk oranlarının aynı olmadığı gözlenmiştir. Ek olarak, 1 nolu dağıtıcı modelinin soğutma kapasitesinin model 2 dağıtıcıya göre %11.1 daha yüksek çıkmıştır.

Anahtar kelimeler: Dağıtıcı, Hesaplamalı akışkanlar mekaniği (HAD), İki fazlı akış, Soğutma kapasitesi

ABSTRACT

In refrigeration cycles, evaporators are used to evaporate refrigerant fluid while absorbing heat from air passing through evaporator coil. The most important factors affecting the efficiency of evaporators may be counted as refrigerant side flow maldistribution, pressure drops on both air and refrigerant sides, heat transfer rates, and superheat.

In the refrigeration cycle, a distributor should be used at the inlet of an evaporator to keep appropriate levels of pressure drop and to provide uniform flow distribution of refrigerant. Unfortunately; to analyze

the pressure changes in the distributor and flow profiles are very difficult with current experimental techniques.

These procedures can be analyzed easily by using computational fluid dynamics (CFD) simulation. However, in this case there are many parameters which should be taken into account such as the turbulent, two phase (liquid-gas) fluid characteristics.

In this study, two different distributor models had been performed with CFD flow analysis and results were compared. Numerical analysis was performed with ANSYS'15 CFX® software package. The steady state experiments were done for both distributor models. The boundary conditions for the numerical analysis were determined by examining the two-phase flow models. Also, a test apparatus was set up in order to experimentally investigate the effect of distributors on cooling performance. The cooling capacity of an industrial type evaporator designed with FRTCOILS® software has been tested with two distributor models for comparing difference on cooling capacity at the same environmental conditions and operating temperatures.

As a consequence, according to numerical results, the mass flow rate and the volume fractions at the exit of the channels of the distributors were not same. Additionally, for model 1 distributor the evaporator cooling capacity obtained as 11.1 % higher in comparison to that of model 2 distributor.

Keywords: Distributor, Computation fluid dynamics (CFD), Two phase flow, Cooling capacity

1. GİRİŞ

Klima ve soğutucularda, soğutma yükü ve soğutma performans katsayısı (COP) buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın homojen akış dağılımı sağlanarak artırılabilir. Bu nedenle akışkan tek kanalla değil birden çok kanalla buharlaştırıcıya giriş yapmaktadır. Kısılma vanasından çıkan belli bir kuruluk derecesine sahip akışkan hemen sonrasında dağıtıcı tarafından buharlaştırıcı kanallarına dağıtılmaktadır. Akışkan, çok devreli buharlaştırıcının devrelerine dağıtıcı vasıtası ile dağılmaktadır. Soğutucu akışkan bu bölümde iki faz durumundadır. Soğutucu akışkanın homojen akış dağılımı ile buharlaştırıcıya girmesi, ısı değiştiricilerinin verimi ve genel olarak istenilen ısı geçişinin gerçekleştirilmesi üzerinde önemli ölçüde etkilidir [1].

Dağıtıcı geometrisindeki akışı incelerken en önemli ve zor olan konu ise akış profillerinin belirlenmesidir. Yatay ve düşey borularda yerçekimi etkisiyle farklı şekillerde akış profilleri oluşmaktadır. Ayrıca ısı transferi ve basınç düşümü de akış profillerinin etkisi altında değişmektedir.

Karmaşık geometriye sahip soğutucu akışkan dağıtıcısının akış profillerini belirlemek analitik çözümlerle oldukça zordur. Dağılımın homojen olması geometriye, akış profillerine bağlıdır. Dağıtıcı gibi geometrik parametrelere sahip modellerde iki faz akış davranışlarını tahmin etmek oldukça zordur. Li ve ark., çalışmalarında iki fazlı akışı iki boyutlu modelleyerek (hava-su) boşluk oranlarının etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıyla (HAD) tek kanaldan iki kanala nasıl dağıldığını başarı ile tespit etmiştir. Yapmış oldukları başka bir çalışmada, buharlaştırıcı devrelerinde homojen olmayan akışın, soğutucu akışkanın boru içi akış profillerini etkilediğini ve ısı transfer oranının % 6 azalttığını tespit etmiştir [2,3].

Kim ve ark., buharlaştırıcı devrelerinde, düzgün olmayan dağılımın soğutma yükünü ve soğutma performans katsayısını (COP) % 10-15 arası düşürdüğünü tespit etmiştir [4].

Nakayama ve ark., soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişinde kullanılan dağıtıcıda farklı kuruluk derecelerinin etkisini farklı debilerde incelemiştir [5]. Ayrıca Tompkins ve ark., Peng ve Hrnjak, dağıtıcıdaki dağılım iki fazlı soğutucunun yerçekimi ve atalet etkisini incelemiştir [6,7].

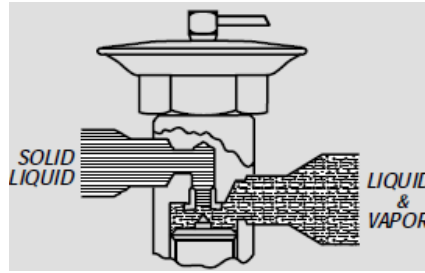
Buharlaştırıcıda kötü bir akışkan dağılımı;

- Kısılma vanasında avlanma olayı (Özellikle termostatik genişleme vanalarında kısmi yüklerde kızgınlık oranı ayarlanamadığından vana iğnesi kesintili olarak açılıp kapanır, bu olaya valf avlanmasıdır.),
- Aşırı sıvı ile beslenen devrelerde, yeterince ısı alıp buharlaşmanın olmaması nedeniyle kompresöre sıvı kaçmasına,
- Az sıvı beslenen buharlaştırıcı devrelerinde ise yağ birikimine neden olmaktadır.

Bu çalışmada iki farklı model dağıtıcıda akış davranışı hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) simülasyonu ile modelleyip, deneysel olarak da buharlaştırıcı geometrisinin buharlaştırıcı soğutma yüküne etkisi incelenmiştir.

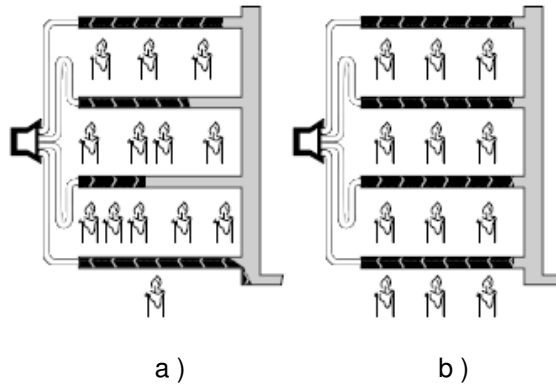
2. SOĞUTUCU AKIŞKAN DAĞITICISI

Dağıtıcı, kısılma vanasından çıkan akışkanı buharlaştırıcının her bir devresine dağıtmakla kullanılmaktadır. Ayrıca soğutucu akışkanın buharlaştırıcı devrelerine eşit miktarda akışkanla beslemesi gereklidir. Bu ise kolay bir iş değildir. Çünkü genişleme vanasından çıkan soğutucu, ne tam olarak sıvı ne de buhar fazındadır (Şekil 1).



Şekil 1. Kısılma vanasındaki soğutucu akışkan [8]

Yer çekiminin etkisiyle boruların alt kısmında toplanan sıvı faz ile kesit alanda hızı fazla olan buhar fazındaki akışkan çok devreli bir buharlaştırıcı devrelerine ayrı ayrı dağıtılır. İki fazlı akışkan iyi bir şekilde karışmadan homojen bir şekilde verilmez ise bazı devreler yalnız sıvı faz alırken diğer devreler buhar fazı alarak soğutma yükünü düşürecekler (Şekil 2). Bu durumu önlemek için, sıvı-buhar karışımının soğutucu akışkanın homojen dağıtılması için doğru seçilmiş bir soğutucu akışkan dağıtıcısı gereklidir.



Şekil 2 a) Homojen olmayan dağılım, b) Homojen dağılım [8]

Homojen olmayan akış dağılımının (maldistribution), en büyük dezavantajı, sistem kapasitesini düşürerek kullanım maliyetlerini, arızaya bağlı bakım-onarım maliyetlerini ciddi şekilde artırmasıdır [9].

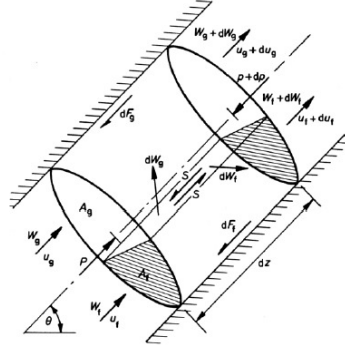
3. İKİ FAZLI AKIŞ MODELLERİ

3.1 Homojen Akış Modeli

Homojen akış modelinde; gaz ve sıvı faz hızları eşit, fazlar arasında termodinamik dengede, iki fazlı akış için uygun bir şekilde tanımlanmış ve tek fazlı sürtünme faktörü kullanılmaktadır.

3.2 Ayırık Akış Modeli

Ayrık akış modelinde ise; farklı gaz ve sıvı faz hızlarda, fazlar arası termodinamik dengede, hesaplamada ampirik ifadeler kullanılmaktadır. Gaz ve sıvı akışkanın akışı bir borunun çapraz kesit alanı görünümü Şekil 3’ deki gibidir. Gaz faz A_G alanından ortalama u_G hızında, sıvı faz ise A_L alanından u_L hızında akmaktadır. Numerik çözümlerde sınır koşullarının tespiti, dağıtıcı giriş ve çıkış kanallarında boşluk oranlarının hesaplanmasında aşağıdaki ifadeler kullanılmıştır.



Şekil 3. Ayrık akış modeli (Collier, 1982)

Toplam çapraz kesit alanı;

$$A = A_G + A_L \quad (m^2) \quad (1)$$

dt anlık zamanında dz kanal uzunluğu boyunca; u_G , u_L , A_G , A_L sabit kabul edilir ise boşluk oranı; gaz fazın aktığı kesit alanın toplam alana oranıdır.

$$\alpha = A_G / A \quad (2)$$

Boşluk oranı (void fraction) (α); çeşitli araştırmacılar boşluk oranı için homojen olmayan akışta farklı korelasyonlar tanımlamışlardır [10]. Literatürde kullanılan korelasyonlardan bir kaçı aşağıda verilmiştir.

Armand korelasyonu; hacimsel kuruluk derecesi ile boşluk oranını aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$\alpha = 0.833 * \beta, \quad \beta = (m_{gaz}/\rho_{gaz}) / [(m_{gaz}/\rho_{gaz}) + (m_{sivi}/\rho_{sivi})] \quad (3)$$

Zivi korelasyonu;

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}} \quad (4)$$

Fauske korelasyonu;

$$\alpha = \left(1 + \frac{1-x}{x} * \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.5} \right)^{-1} \quad (5)$$

4. SINIR KOŞULLARININ BELİRLENMESİ

Nümerik analizler iki faz ayrık akış modeline göre yapılmıştır. Sınır giriş koşulları test sonuçlarına göre belirlenmiştir. Her dağıtıcı için test sonucunda okunan debi ve kuruluk derecesine göre gaz sıvı fazların giriş alanları oranı yani boşluk oranı Armand korelasyonu ile tespit belirlenmiş olup, sınır koşulları belirlenmiştir. Tablo 1’ de sınır koşulları verilmiştir. Giriş sınır koşulları her fazın aktığı alandan o fazın kütleli debisi, çıkış sınır koşullarında ise basınç olarak tanımlanmıştır.

Giriş sınır koşulları için sırasıyla;

- Test sonuçlarından iki dağıtıcı için de debi ve kuruluk dereceleri alınmıştır.
- Kuruluk derecesine göre sıvı ve gaz faz kütleli debileri ve hacimsel debileri hesaplanmıştır.
- Hacimsel kuruluk derecesi tespit edilerek Armand korelasyonu ile α boşluk oranı bulunmuştur.
- Boşluk oranı ile dağıtıcı için her fazın giriş alanları belirlenmiş olup nümerik çözümde kullanılacak geometriler oluşturulmuştur.

Tablo 1 Giriş sınır koşulları

	Model 1	Model 2
Kütleli debi (kg/s)	0,104	0,094
Kuruluk derecesi	0,29	0,3
Boşluk oranı α	0,7662	0,7561
Toplam giriş alanı (m ²)	0,000385	0,000284
Gaz faz giriş alanı (m ²)	0,000295	0,000217
Sıvı faz giriş alanı (m ²)	0,000090	0,000067
Giriş sınır koşulları		
Gaz faz kütleli debi (kg/s)	0,03	0,027
Sıvı faz kütleli debi (kg/s)	0,074	0,067
Çıkış sınır koşulu		
Basınç (Pa)	0	0

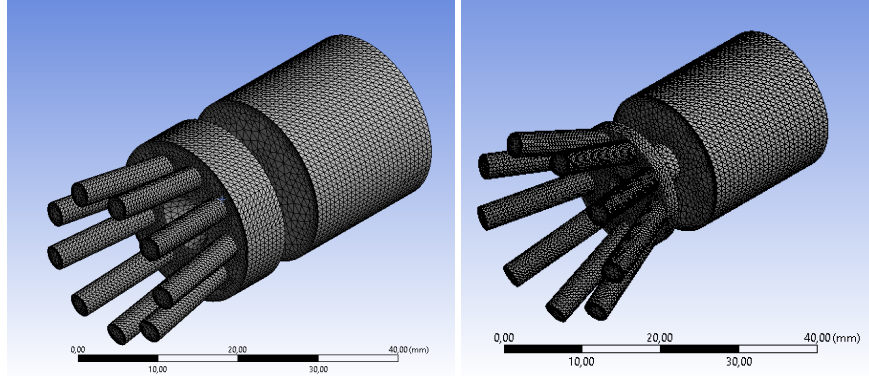
4.1 Ağ Yapısı (Mesh)

Mesh işlemi akışın gerçekleşeceği hacmin sonlu küçük elemanlara ayrılması olayıdır. Bu elemanlar tanımlanan fiziksel özelliklere göre CFX’ de modellenmiş formleri kullanarak problemin çözülmesi işlemi ile yapılmaktadır [11]. Sonlu elemanlar metodu problemin kesin çözümünün değil, çözüme olabildiğince yaklaşılarak sonuçların bir bütünüdür. Mesh için seçilen elemanlar modele ne kadar uygun ve küçük seçilirse çözüme yakınsama o kadar sağlıklı olur. Ancak mesh modellerinin sıklığı bilgisayar performansı ile doğrudan etkilidir ve kullanıcıyı kısıtlamaktadır [12].

CFX sonuçlarının mesh’ten bağımsızlığını belirlemek için üç farklı mesh yapısı uygulanmıştır. Bu işlemle her mesh modelinin farklı sonuçlar vermemesinin ve çözümlemenin yakınsamasının ve mesh kalitesinin doğruluğu kanıtlanmıştır. Model 1 için uygulanan mesh element sayısı 120455, 205464 ve 298077’ dir. Bu üç mesh modelinde sonuçlar yaklaşık olarak aynı çıkmıştır. Bu çalışmada model 1 için 205464 element sayısına sahip mesh modeli kullanılmıştır. Model 2 için ise uygulanan mesh element sayısı 89215, 203703, 278020’ dir. Uygulanan mesh modelinin ikisinde (203703, 278020) sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır. Model 2 için 203703 element sayısına sahip mesh modeli kullanılmıştır (Tablo 2).

Tablo 2 Model 1 ve 2 dağıtıcı için mesh istatistikleri

	Model 1	Model 2
Düğüm (nodes) sayısı	67572	65300
Element sayısı	205464	203703

**Şekil 4 Sırasıyla Model 1 ve Model 2 mesh yapısı**

5. TEST CİHAZININ BELİRLENMESİ

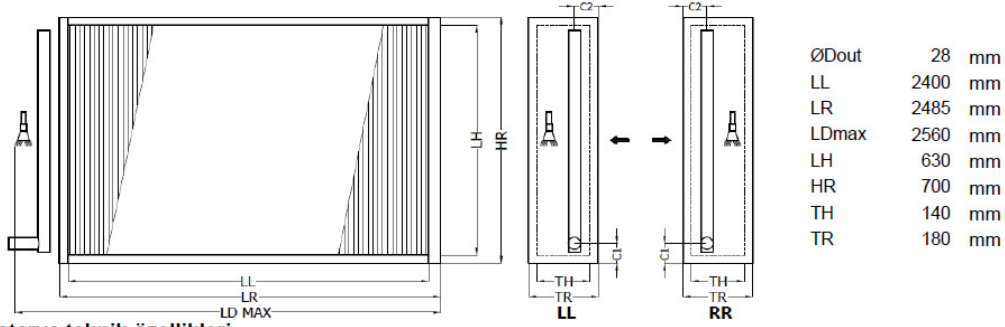
Test edilecek cihazın tasarımı FRTCOIL® yazılımı ile Tablo 3' de verilen tasarım test koşullarına göre yapılmıştır. Buharlaştırıcı geometrisi Tablo 4' de verildiği gibi 9 devreli olarak tasarlanmıştır. Aynı lüle iç çapına sahip iki farklı tasarımlı dağıtıcılar (Şekil 6) belirlenen buharlaştırmacıda test edilmiştir.

Tablo 3 Tasarım test koşulları

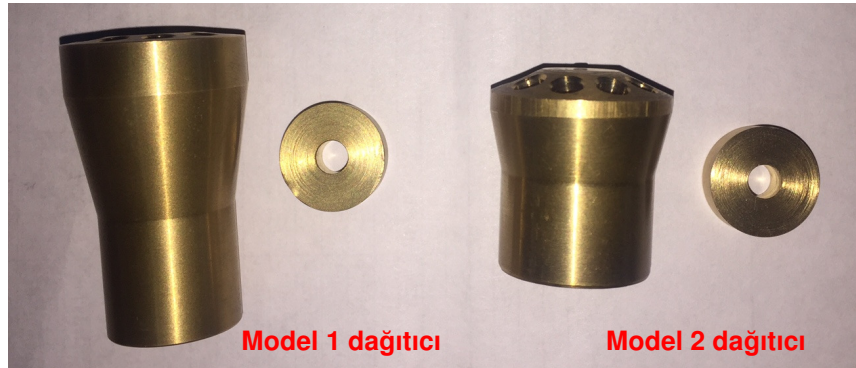
Sıvı tarafı özellikleri	Değer
Akışkan ismi	R404A
Buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı	-4 °C
Yoğuşturucu çalışma sıcaklığı	40 °C
Aşırı soğutma	10 °C
Aşırı kızgınlık	3 °C
Hava Giriş Sıcaklığı	1 °C
Bağıl Nem	%50
Buharlaştırıcı Tasarım Kapasitesi	13,5 kW

Tablo 4 Buharlaştırıcı geometri özellikleri

Geometri Parametreleri	Değer
Devre sayısı	9 devre
Sıra sayısı	4 sıra
Ağırlık	48,95 kg
Kanat malzemesi	Alüminyum
Kanat kalınlığı	0,15 mm
Lamel hatvesi	4 mm
Tüp (devre) malzemesi	Bakır
Tüp kalınlığı	0,32 mm

**Batarya teknik özellikleri**

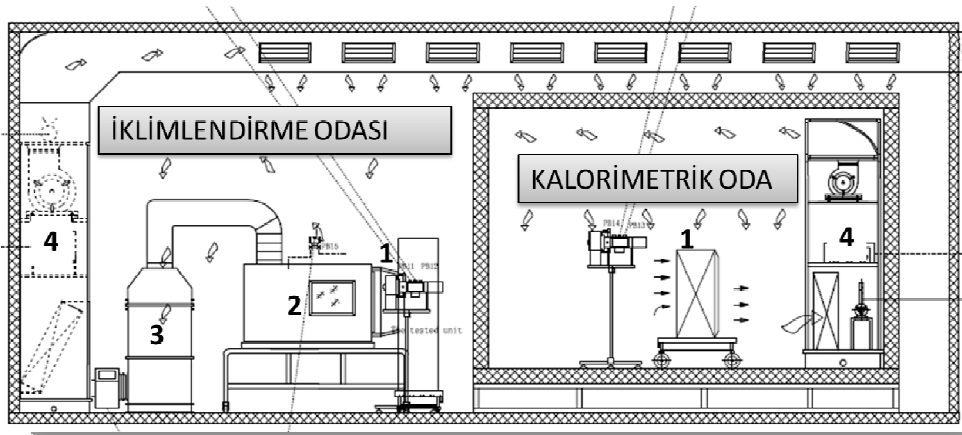
Kapasite	13,5 kW	Devre/Geçiş sayısı	9 / 8
Duyulur ısı	13,5 kW	Sıra sayısı	4
Gizli ısı	0 kW	Boru iç hacmi	20,17 l
Isı transfer yüzey alanı	102,58 m ²	Ağırlık	50,45 kg
Duyulur ısı oranı	1	Lamel malzemesi	Alüminyum
Genel transfer katsayısı	35,66 W/m ² -K	Lamel kalınlığı	0,15 mm
Logaritmik sıcaklık farkı	3,7 °C	Hatve	4 mm
		Boru malzemesi	Bakır
Rezerv alan	-0,02 %	Boru kalınlığı	0,32 mm
Yoğuşan su buharı	0 kg/h	Boru çapı (iç/dış)	11,36 / 12 mm
		Kollektör malzemesi	Bakır

Şekil 5 FRTCOIL® tasarım çıktısı**Şekil 6 Testlerde kullanılan dağıtıcılar****6. TEST DÜZENEGİ**

Test laboratuvarı klima bataryalarının testinin gerçekleştirildiği iklimlendirme odası ve DX bataryalarının testinin gerçekleştirildiği kalorimetrik odadan oluşmaktadır. Şekil 7' de laboratuvar genel şeması gösterilmiştir.

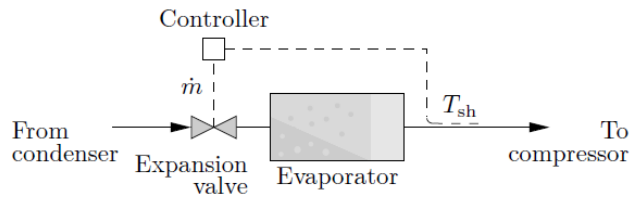
Ürün testleri iklimlendirme ve kalorimetrik odada aşağıdaki prensiplere göre yapılmaktadır:

- Hava Entalpi Metodu (İklimlendirme Odası): Psikrometrik hava giriş çıkış entalpi fark yöntemi ile,
- Oda Tipi Kalorimetrik Metod (Kalorimetrik Oda): Odaya giren-çıkan tüm yükler ölçülür ve hesaplama esnasında toplam enerji alışverişi yöntemi ile hesaplamalar yapılmaktadır.

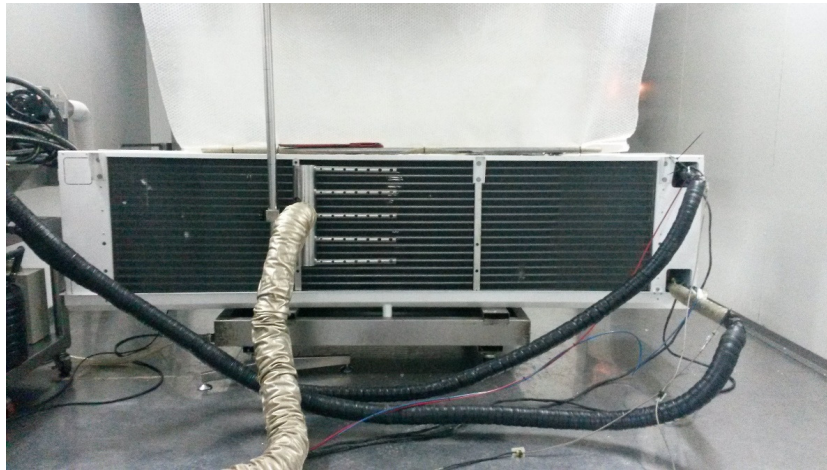


Şekil 7 Laboratuvar genel gösterimi
(1.Test Edilen Ürün, 2. Karışım Odası, 3. Hava Debisi Ölçüm Odası 4. Klima Santrali)

Genleşme vanasının seçimi buharlaştırıcı testlerinde oldukça önemlidir, bu cihaz buharlaştırıcıdaki akış karakteristiğini önemli şekilde etkilemektedir. Bu çalışma kapsamında elektronik genleşme vanası (EXV) kullanılmıştır. Şekil 8' de şematik olarak verilen buharlaştırıcı aşırı kızgınlık kontrolü genleşme vanası ve buharlaştırıcı sonrası sensörle ayarlanmaktadır. Test sırasında buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklığı T tip ısı çift ve basınçlar transmitterler yardımıyla ölçülmektedir. Her devre çıkışlarında da K tip ısı çiftler ile sıcaklıklar tespit edilmiştir.



Şekil 8 Superheat kontrol şeması



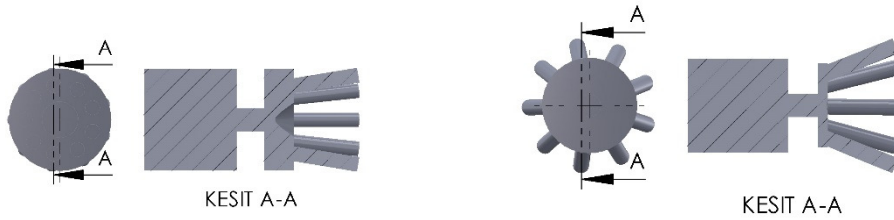
Şekil 9 Test cihazının kalorimetrik odaya yerleşimi

7. SONUÇLAR VE YORUMLAR

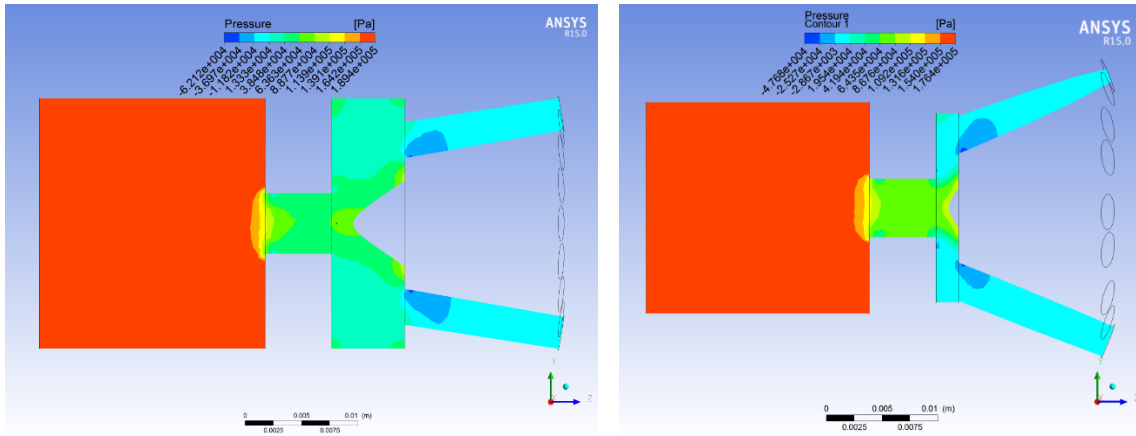
7.1 Numerik Sonuçlar

Akış analizinin deneysel olarak zor olduğu dağıtıcı gibi elemanların numerik analizlerle tespiti oldukça önemlidir. Bu kapsamda soğutucu akışkanın dağıtıcı içi akış analizi ANSYS'15 CFX paket programı ile yapılmıştır. Numerik analiz sonuçları, iki dağıtıcı modelinde de basınç değişimi, hız değişimi, her kanal çıkışındaki boşluk oranlarının ve debilerin ortalama çıkışlarına göre yüzdesel (%) karşılaştırmaları yapılmıştır.

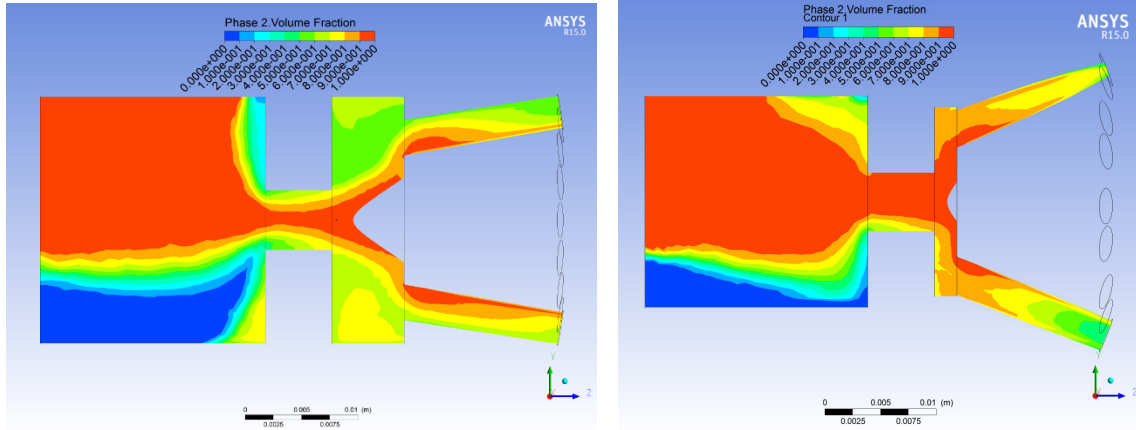
Dağıtıcıların numerik çözümünü A-A kesitinde incelenecek olursa (Şekil 11) basınç ve gaz faz boşluk oranlarının kontur gösterimleri Şekil 12 ve Şekil 13' de verilmiştir. Ayrıca dağıtıcılar örnek olarak giriş-lüle, koni ve bir çıkış kanalı boyunca (Şekil 14) incelendiğinde kontur gösterimlere paralel şekilde sıvı faz hız değişimi (Grafik 1), gaz faz hız değişimi (Grafik 2) ve basınç değişimi (Grafik 3) görülmektedir. Her iki modelde de basınç (Grafik 3), dağıtıcının lüle bölgesinde hızın artması ile düşmüştür. Koninin bulunduğu bölgede ise bir miktar arttığı görülmektedir. Model 1 dağıtıcıda faz karışımının koni bölgesinde oluşan girdapların etkisi ile çıkış kanallarında daha homojen olduğu görülmüştür. Model 2 dağıtıcıda ise koni bölgesi uzunluğunun burada oluşacak girdaplara fırsat vermeyişi ve akışkanın koni bölgesinde hızının artması (Grafik 1 ve Grafik 2) dağılımı etkilemiştir.



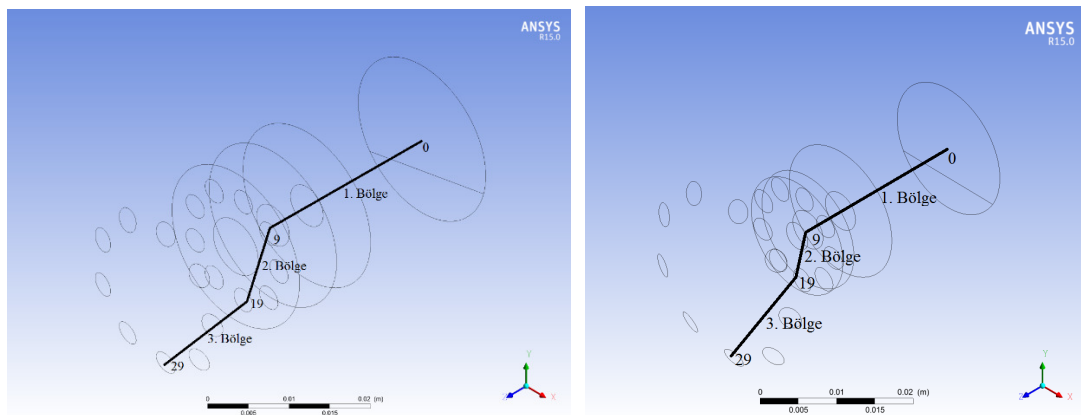
Şekil 11 Dağıtıcıların A-A kesit görünümü



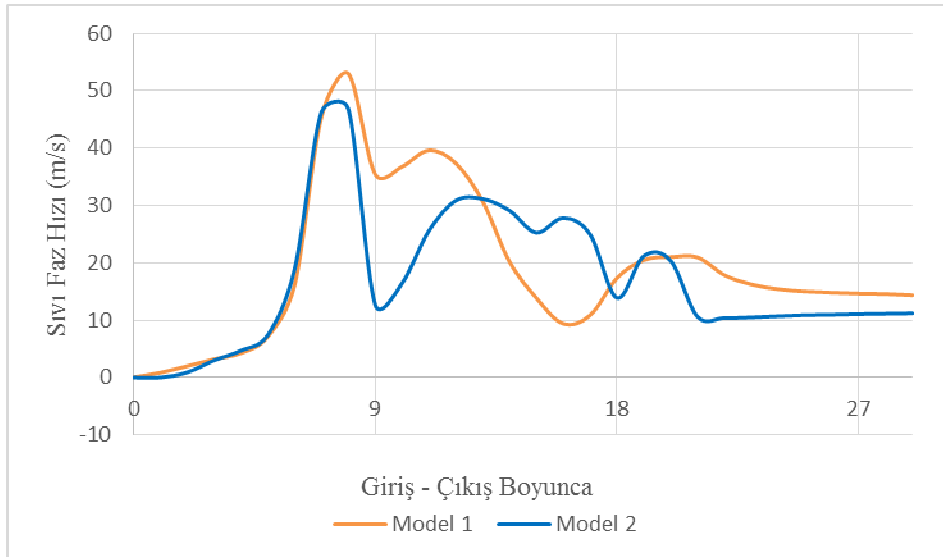
Şekil 12 Model 1 ve Model 2 A-A Kesit basınç kontur görünümü



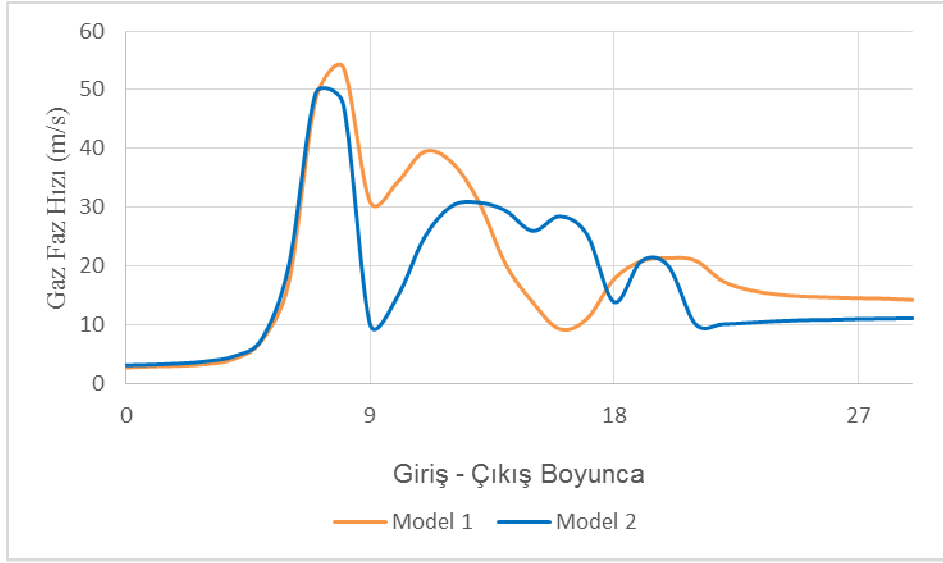
Şekil 13 Model 1 ve Model 2 A-A Kesit gaz-sıvı faz boşluk oranı kontur görünümü



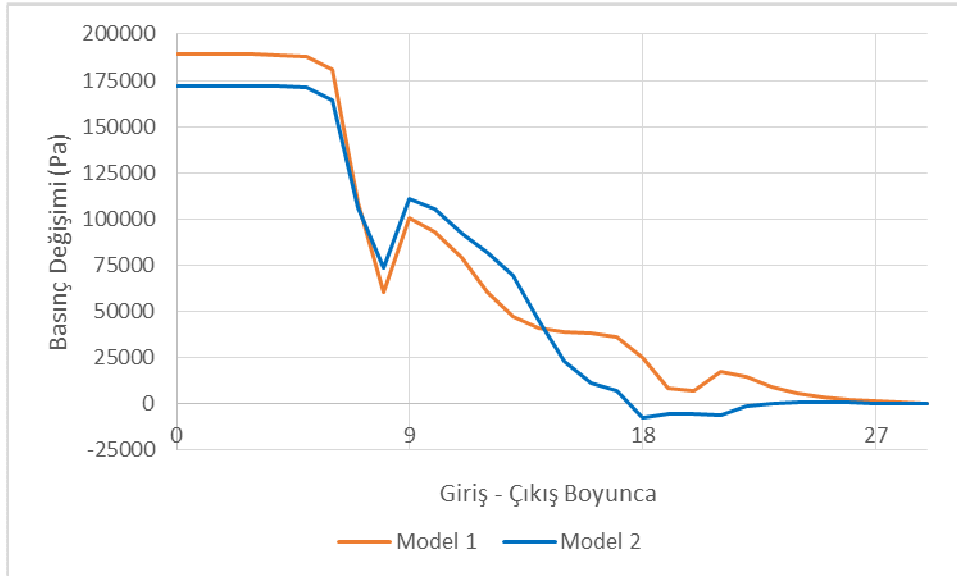
Şekil 14 Bir kanalının giriş – çıkış boyunca örnek gösterimi



Grafik 1 Her iki dağıtıcı için sıvı fazın hız değişimi



Grafik 2 Her iki dağıtıcı için gaz fazın hız değişimi



Grafik 3 Her iki dağıtıcı için basınç değişimi

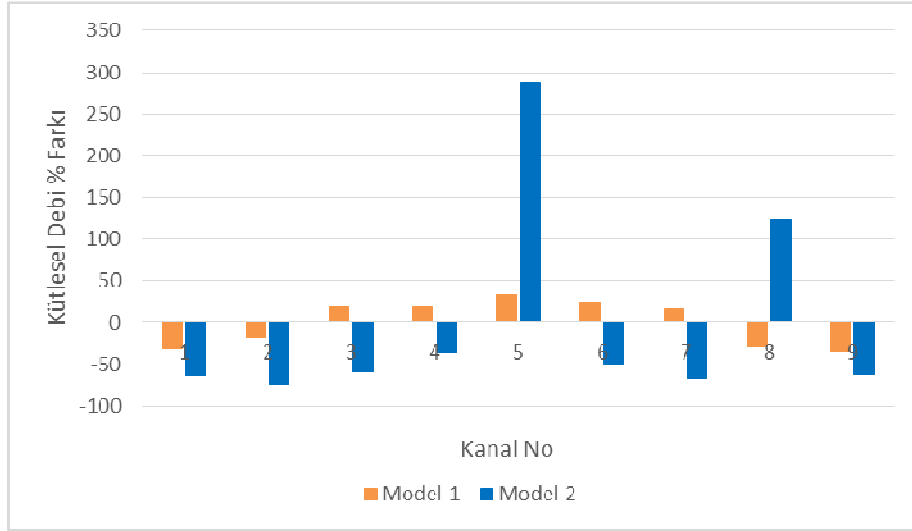
Li ve ark., dört devreli beş farklı soğutucu akışkan dağıtıcıları ile çalışma yapıp HAD analizlerini tek ve çift faz olarak incelemişlerdir. Analizlerde yer çekimini yukarıdan aşağı yönde uygulamışlardır. Tek ve çift faz akış çözümlemesinde, klasik geometrilerinin devre çıkışlarındaki kütleli debi dağılım oranlarının oldukça kötü olduklarını tespit etmişlerdir. Fakat yenilenen geometrilerin devre çıkış kütleli debilerinin birbirine oldukça yakın olduğunu tespit etmişlerdir. Boşluk oranlarının her devre çıkışında da aynı biçimde olduğunu belirlemişlerdir. Kütleli debi ve boşluk oranlarının ortalama çıkış değerlerine göre dağılım farklarını göstermek için aşağıdaki denklemleri kullanmışlardır [2].

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_{ave}}{\dot{m}_{ave}} * 100\% \quad (6)$$

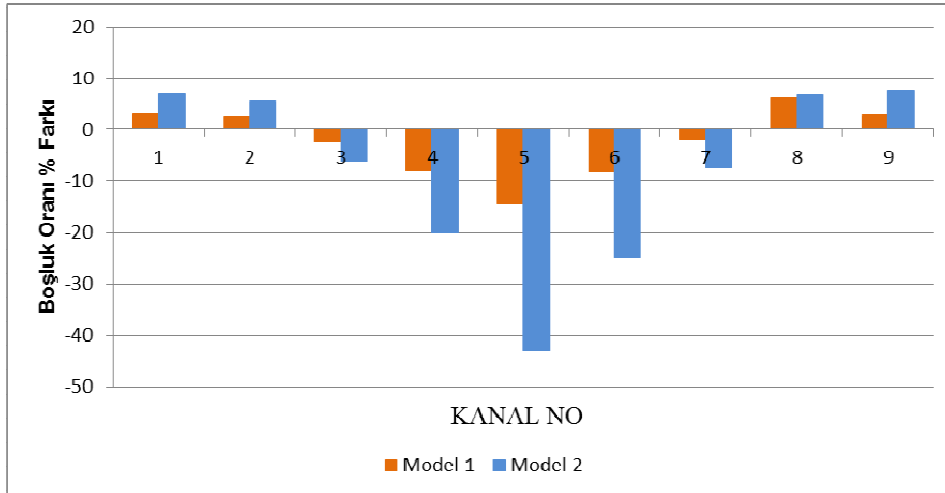
$$\varepsilon_x = \frac{x_i - x_{ave}}{x_{ave}} * 100\% \quad (7)$$

$\bar{m}_i$ her kanal çıkışındaki kütleli debiyi, $\bar{m}_{ave}$ her kanal çıkışındaki ortalama kütleli debiyi, $\bar{x}_i$ her kanal çıkışındaki boşluk oranını, $\bar{x}_{ave}$ her kanal çıkışındaki ortalama boşluk oranını temsil etmektedir.

Grafik 4’ de model 1’ deki kütleli dağılım model 2’ ye göre daha homojendir. Model 2’ deki 5. ve 8. kanallardaki kütleli debi çıkışları diğer kanallara göre oldukça yüksektir. Grafik 5’ de ise model 1 ve 2 dağıtıcıda, kanal çıkışındaki boşluk oranlarının dağıtıcı girişine göre %’de farkı vermiştir. Boşluk oranları, kanallardaki fazların kütleli dağılımı hakkında da bilgi vermektedir. Kanaldaki gaz debisi yükseldikçe kuruluk derecesi artmakta bunun paralelinde boşluk oranı da artmaktadır. Model 1’ deki kanal çıkışlarındaki boşluk oranı farkları % 10-15, model 2’ nin kanal çıkışlarındaki boşluk oranı farkları % 30-40 arasında olmaktadır. Bu verilere göre model 2’ de gaz ve sıvı faz boşluk oranı homojen olarak kanallara dağılmadığı numerik olarak gözlenmiştir.



Grafik 4 Model 1 ve 2 Dağıtıcılarda, her kanal çıkışındaki ortalama kütleli debiye göre % farkları



Grafik 5 Model 1 ve 2 Dağıtıcılarda, her kanal çıkışındaki ortalama boşluk oranına göre % farkları

7.2 Test Sonuçları

Dağıtıcı deneyleri aynı buharlaştırıcı ve koşullarda gerçekleşmiş olup sonuçları Tablo 5’ de verilmiştir. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış entalpileri Tablo 6’ da verilmiştir. Her iki model dağıtıcı için yapılan testler sonucu elde edilen buharlaştırıcının soğutma kapasiteleri, cihazın her çıkış devre sıcaklıkları Grafik 6, 7, 8’ de verilmiştir.

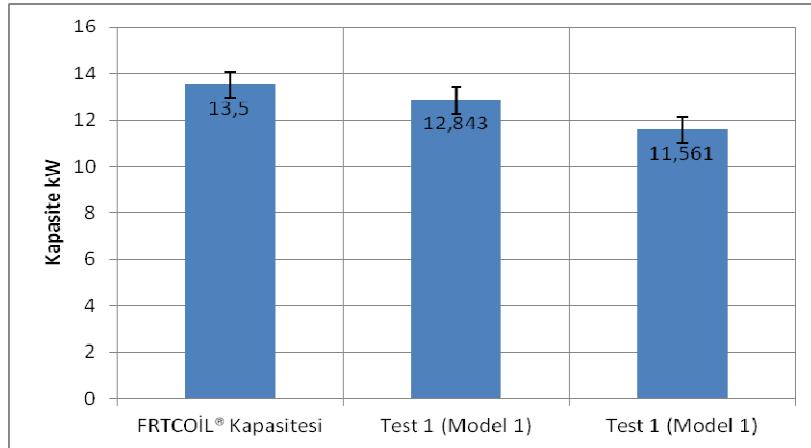
Aynı çalışma koşullarında ve aynı buharlaştırıcıda denenen dağıtıcıların soğutma kapasitesi model 1 dağıtıcı için 12,843 kW, model 2 dağıtıcı için 11,561 kW olarak hesaplanmıştır.

Tablo 5 Test sonuçları

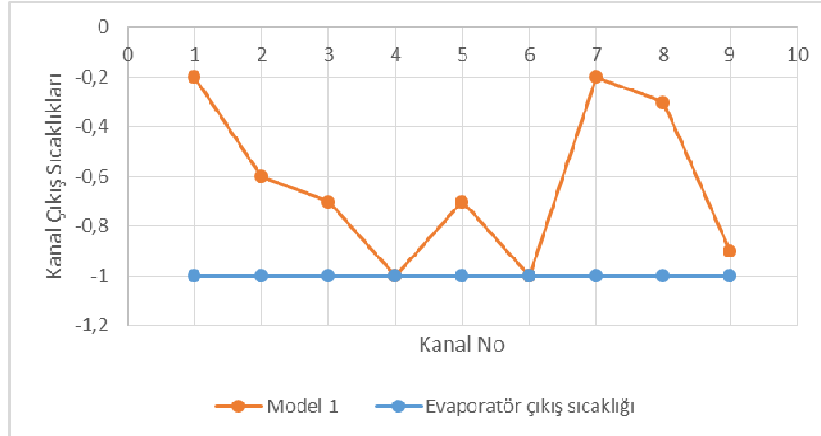
<i>Test Değerleri</i>	<i>Test 1 (Model 1)</i>	<i>Test 2 (Model 2)</i>
Buharlaştırıcı basıncı	527 kPa	527 kPa
Buharlaştırıcı sıcaklığı	-4 °C	-4 °C
Yoğuşturucu sıcaklığı	40 °C	40 °C
Kısılma vanası öncesi akışkan sıcaklığı	29,89 °C	30,09 °C
Kısılma vanası öncesi akışkan basıncı	1,53 MPa	1,58 MPa
Buharlaştırıcı aşırı kızgınlık	3 K	3 K
Buharlaştırıcıdaki toplam basınç kaybı	202,399 kPa	184,909 kPa
Kütleli debi	376,092 kg/h	339,154 kg/h

Tablo 6 Buharlaştırıcı giriş-çıkış entalpileri

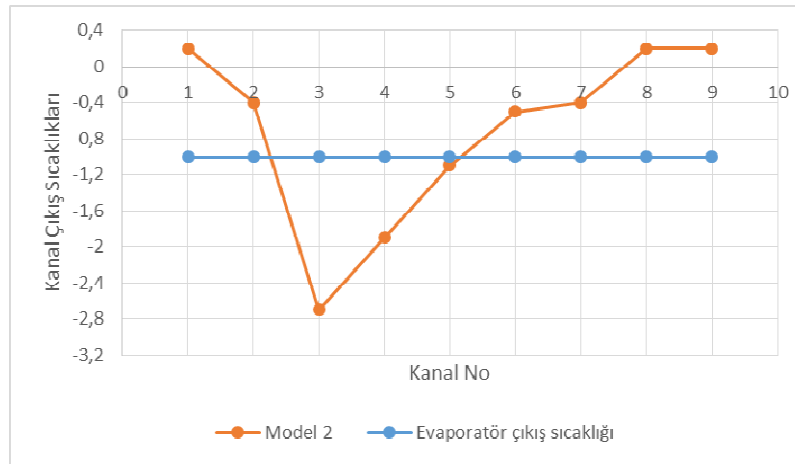
Entalpi (kJ/kg)	Test 1 (Model 1)	Test 2 (Model 2)
Buharlaştırıcı çıkış entalpisi	365,227	365,291
Buharlaştırıcı giriş entalpisi	242,295	242,578



Grafik 6 FRTCOİL® de hesaplanan ve testler sonucu elde edilen soğutma kapasiteleri



Grafik 7 Model 1 dağıtıcı için buharlaştırıcı devrelerinin çıkış sıcaklıkları



Grafik 8 Model 2 dağıtıcı için buharlaştırıcı devrelerinin çıkış sıcaklıkları

7.3 Yorumlar

Bu çalışmada, buharlaştırıcı girişinde bulunan, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı devrelerine homojen dağılması için kullanılan iki farklı dağıtıcı modelinin numerik analizleri ANSYS'15 CFX® ile yapılmış, aynı ortam koşullarında ve buharlaştırıcıda her iki dağıtıcı test edilmiştir.

Nümerik olarak akış, iki faz ve türbülanslı olarak modellenmiştir. Nümerik analiz sonuçlarına göre, model 1 dağıtıcının çıkış kanallarındaki debi farkları çıkış ortalamasının % -25 ile % 25 arasında değiştiği, model 2 dağıtıcının ise % -75 ile % 290 arasında değiştiği görülmüştür.

Testlerden alınan sonuçlara göre buharlaştırıcı devre çıkış sıcaklıkları, model 1 için -0,2/-1 °C olup buharlaştırıcı çıkış sıcaklığına yakındır. Fakat model 2 için bu sıcaklıklar 0,2/-2,7 °C'dir. Düzensiz sıcaklık dağılımının sebebi, model 2 dağıtıcısındaki çıkış kanallarındaki homojen olmayan kütleli debiden kaynaklanmaktadır. Test sırasında elektronik kısılma vanası buharlaştırıcı çıkış sıcaklığını ayarlamak için kısıldığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak buharlaştırıcı soğutma kapasitesi azalmaktadır.

Buharlaştırıcı çıkış devrelerindeki homojen olmayan kütleli debi dağılımının etkisiyle, soğutma kapasitesinde %11,1 azalma model 2 dağıtıcı gövdesinin seçiminin uygun olmayacağı belirlenmiştir. Buharlaştırıcıda model 1 dağıtıcının kullanılması ile tasarım soğutma kapasitesi yakalanmış olacaktır.

Yeni dağıtıcı modellerinin tasarımında ise model 1 için numerik analiz sonuçları değerlendirilebilir. Üretilen dağıtıcıların basınç farkı ve çıkış kanallarındaki homojen akış dağılımı tespitinde numerik analizleri yapılması, dağıtıcı tasarımlarında kolaylık sağlayacak, böylece tasarım soğutma kapasitesi yakalanabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Onbaşıoğlu, S. U. ve Dönmez, N. P. (2013), Isı Değiştirici Manifoldlarında İki Fazlı Akış, Mühendis ve Makine, Cilt 54, Sayı 645, Türkiye
- [2] Li, G., Frankel, S. H., Braun, J. (2002), Application of CFD Models To Two Phase Flow In Refrigerant Distributors, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 592, USA
- [3] Li, G.; Frankel, S. H.; Braun, J. E.; and Groll, E. A. (2002), Evaluating The Performance Of Refrigerant Flow Distributors, International Refrigeration And Air Conditioning Conference, Paper 593, USA
- [4] Kim, J. H., Braun, J., Groll, E. (2009), A hybrid method for refrigerant flow balancing in multi-circuit evaporators: upstream versus downstream flow control. Int. J. Refrigeration 32, 1271e1282, USA
- [5] Nakayama, M., Y. Sumida, S. (2000), Development of a refrigerant two-phase flow distributor for a room air conditioner, International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 313-319, USA
- [6] Tompkins, D.M., Yoo, T., Hrnjak, P.S., Newell, T., Cho, K., (2002), Flow distribution and pressure drop in microchannel manifolds, International Refrigeration Conference at Purdue, USA
- [7] Peng, F.D., Hrnjak, P.S., (2004), Adiabatic Developing Two-phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers, ACRC Report TR-225, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA
- [8] Sporlan Refrigerant Distributors Products Bulletin 20-10, February 2011 8
- [9] Onat, A. ve İsa, K. (2012), 'İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği', Friterm Termik Cihazlar A.Ş. El Kitabı, İstanbul
- [10] Dalkılıç, A.S. (2008), Effect of void fraction models on the two-phase friction factor of R134a during condensation in vertical downward flow in a smooth tube, International Communications in Heat and Mass Transfer
- [11] ANSYS Meshing User's Guide, (2013), ANSYS, Inc. Release 15.0, USA
- [12] Söylemez, İ. (2015), Araçlarda Aerodinamik Tasarımın Önemi Ve Ansys Fluent İle Analizi, Yüksek lisans Bitirme Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Harun SÖKÜCÜ

1989 yılı Gaziantep doğumludur. Lisans eğitimine 2008 yılında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği ile başlayıp, 2012 yılında Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümüne geçiş yapmıştır. 2016 yılında lisans eğitimini bitirdikten sonra Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Ar-Ge Departmanında Laboratuvar Test Mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Isı transferi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, iki fazlı akışlar, yanma ve yenilenebilir enerji kaynakları üzerine araştırmalar yapmaktadır.

Yard. Doç. Dr. Mehmet DİREK

Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nden 2002 yılında lisans derecesini, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'ndan 2005 yılında yüksek lisans ve 2011 yılında doktora derecelerini aldı. 2011 -2014 yılları arasında Yalova Üniversitesi Yalova Meslek Yüksek Okulunda Yardımcı Doçent olarak çalıştı. 2014 yılından bu yana, Yalova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent olarak çalışmaktadır. Çalışma alanları otomotiv iklimlendirmesi, içten yanmalı motorlar, ısı değiştiriciler, enerji ve ekserji analizidir.

Ergin BAYRAK

1989 yılı Karaman doğumludur. Lisans eğitimini 2012 yılında Y.T.Ü Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Enerji ABD., yüksek lisans eğitimini ise 2016 yılında Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makine Mühendisliği Enerji Sistemleri ABD.'da tamamlamıştır. 2014-2016 yılları arası Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Ar-Ge Departmanında Laboratuvar Test Mühendisi olarak çalışan Ergin Bayrak ısı transferi ve akışkanlar mekaniği konuları üzerine araştırmalarına devam etmektedir.