

Kanatlı Borulu Evaporatörlerde Devre Tasarımının Kapasiteye Olan Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Ergin BAYRAK

Friterm Termik Cihazlar A.Ş.
İstanbul
info@friterm.com

Naci ŞAHİN

Friterm Termik Cihazlar A.Ş.
İstanbul
info@friterm.com

ÖZET

Literatür incelendiğinde, kanatlı borulu ısı değiştiricileri üzerine yapılan araştırmalarda iç akışkan ve hava tarafındaki (dış akışkan) düzensizliklere bağlı oluşan kapasite kayıplarının uygun devreleme yapılarak giderilmeye çalışıldığı görülmüştür. Bu kapsamda yapılan çalışmada havayı soğutan kanatlı borulu evaporatörlerde devre düzeninin kapasiteye olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

İlk olarak ürün özelliklerine bağlı olarak kullanılacak devre şekilleri belirlenmiş, buna bağlı prototipler üretilmiş ve bu prototiplerin test işlemleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sonucunda devre tasarımının ısıl kapasiteye olan etkisi gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hava Tarafı Non-Uniform Dağılımı, Evaporatör, Devre Tasarımı.

ABSTRACT

When we examine the literature, the capacity losses depending on distribution on the fluid and air-side were observed trying to suitable circuit in order to compensate this issue. In this context, the effect of circuit design on heat exchanger capacity was investigated experimentally.

Firstly, the designs of circuit were determined depending on the product properties, hence the prototypes produced. The effect on circuit design on the thermal capacity were demonstrated and obtained the most suitable circuitry.

Keywords: Air-Side Maldistribution, Evaporator, Circuit Design.

Geliş Tarihi : 12.10.2014

Kabul Tarihi : 02.02.2015

Bayrak, E., Şahin, N., "Kanatlı Borulu Evaporatör Devre Tasarımının Kapasiteye Olan Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi", Teskon 2015 Bildiriler Kitabı, s. 971-984, 2015.

1. GİRİŞ

Evaporatörler, buhar sıkıştırmalı sistemlerde değişik işletme şartları altında kullanılabilen, distribütör yapısı ve devreleme şekline bağlı olarak boru içerisindeki akışkanın dengesiz dağılımı, fan karakteristiği ve fanın lamel yüzeyine uzaklığına bağlı olarak havanın hızının her bölgede aynı olmaması, aynı şekilde lamel yüzeyinde sıcaklık ve nemin dengesiz dağılımı, düşük sıcaklıklarda kanat ve boru yüzeyinde buzlanma büyümesi gibi problemler içerebilen soğutma elemanlarıdır.

Yukarıda bahsi geçen olumsuzluklar ısı değiştiricisinin performansını olumsuz yönde etkilemekte ve tasarlanan kapasitenin alınamamasına sebep olmaktadır. Bu olumsuzlukları gidermek için birçok çözüm üzerinde çalışılmaktadır. Bu çözümlerin; genelde kapasitede en önemli rolü oynayan iç akışkan dağılımının dengesizliğine bağlı oluşan olumsuzlukları gidermeye yönelik çalışmalar olduğu gözlenmiştir.

Litaretür incelendiğinde; son yıllarda yapılan çalışmalarda ısı değiştiricisi giriş havası dengesizliğinin performans üzerinde birinci dereceden öneme ve belirleyici bir etkiye sahip olduğu [1], bunun nedeni ise, hava tarafında olan olumsuzluğun, direk olarak akışkan iç sıcaklıklarındaki dengeyi değiştirmesine dayandırılmıştır [2]. Kaern ise yaptığı çalışmada, hava tarafında olan dengesizliğin akışkan tarafında da aynı duruma yol açtığı ve iki durumun birlikte soğutma kapasitesini ve performansını azalttığını ortaya koymuştur [3].

Isı değiştiricisinin ön yüzeyindeki hava dağılımı ve sıcaklık uniform ise bu evaporatör yüzeyi kullanıma uygundur. Fakat uniform değilse yüzeye gelen hava hızları dolayısıyla hava debisi ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak devreler arası farklar gözlenmektedir [4]. Böyle bir durumda iyi bir devreleme yapmak da zorlaşmaktadır [5]. Fagan yaptığı çalışmada bir boyutlu non-uniform hava akışının etkilerini inceledi ve kapasiteyi etkilediğini ortaya koydu. En kötü durumda kapasite azalması %20 mertebelerindeydi [6]. Song ise non-uniform ve uniform hava dağılımına bağlı olarak kapasiteyi karşılaştırdığı çalışmada, kötü dağılım durumundaki kapasitenin normal du-

ruma göre yaklaşık olarak %7,78 daha az olduğunu ortaya koydu.

Chwalowski dört farklı hava profili için evaporatörün performansını deneysel ve simülasyonla incelediği çalışmada, deney ve simülasyon sonuçları çok yakın değerler verdiğini ve %30'lara varan kapasite azalması olduğunu raporladı [7].

Choi, Payne ve Domanski, kanatlı borulu evaporatörlerde akışkan ve hava tarafı dengesizliğini ayrı ayrı deneysel olarak incelediği çalışmalarında, akışkan tarafı dengesizliğinin kapasiteyi yaklaşık olarak %30 mertebelerinde, hava tarafında ise homojen olmayan hava dağılımının kapasiteyi maksimum %8,7 azalttığını tespit etmişlerdir.

Isı değiştiricisi optimizasyon işlemi için yapılan çalışmalarda, belirlenen devre üzerinde ve verilen şartlarda maksimum ısı transferi sağlayacak şekilde tasarıma odaklanmış ve akışkan devre tasarımının evaporatör kapasitesi üzerinde önemli etkilerinin olduğu gözlenmiştir (Wang 1999; Bigot 2000; Liang 2002).

Domanski girilen hava ve akışkan şartları için hava dağılımına bağlı olarak eşit veya daha iyi kapasite veren devre dizaynı yapan ve aynı zamanda bunu yaparken yaptığı tasarımın imal edilebilirliğini de düşünen ve birçok devre seçeneği sunan bir yazılım geliştirdi (ISHED). Bu simülasyonun matematiksel modeli yine aynı yazarın (EVSİM) adlı bir yaklaşımına dayanmaktadır [8].

Yapılacak olan çalışmada ise, Tablo 6'da özellikleri verilen bir kanatlı borulu evaporatörün çok sayıda noktasından bir anemometre ile hava ölçümü yapılacak buna bağlı olarak da lamel yüzeyinde bir hava hız haritası çıkartılacaktır. Aynı zamanda bir engel yardımıyla ürünün alt ve üst devresi ayrı ayrı kapatılıp, hava hızları tekrar ölçülecek ve dengesizlik doğrulanacaktır.

Bu aşamadan sonra normal devreli ürünün her devresinin çıkışındaki termokupullar (ısı çiftler) sayesinde, hava akışına bağlı kızgınlık değerlerinin nasıl değiş-

tiği gözlemlenecek ve elde edilen verilere bağlı olarak optimum devreleme tasarımı yapıp, kızgınlık (superheat) ve kapasite değerlerinin ilk duruma göre değişimi gözlemlenecektir.

2. KANATLI BORULU EVAPORATÖRLER

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanım alanlarının genişliği ve kompaktlığı bakımından ısı değiştiricisi türleri içerisinde önemli bir yer tutmaktadır. En sık uygulanmakta olan ve rastlanan bu tip soğutma çevriminde akışkanı sıvı halden buhar hale geçiren evaporatör, alçak basınç tarafındaki evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı emerek yüksek basınç tarafındaki kondensere basan kompresör, soğutucu akışkandaki ısıyı alıp akışkanın yoğuşmasını sağlayan kondenser ve soğutucu akışkanın adyabatik genişleşerek evaporatöre ölçülü ve gereken miktarda verilmesini sağlayan genişleme valfinden meydana gelmektedir.

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri ısı geçiş alanını arttırmak amacıyla çok sayıda kanattan ve düzenli dizilmiş bir boru demetinin bu kanatların içerisinde sıkı geçme ile geçirilmesiyle oluşturulan yapılarıdır. Bu ısı değiştiricilerinin çok sayıda kanat içermesi, dış akışkan olan havanın ısı taşınım katsayısının düşük olmasından dolayı istenen miktarda ısı geçişinin sağlanması amacıyla.

Çalışma prensipleri oldukça kolay olmakla beraber ısı geçişini etkileyen parametrelerin çokluğu nedeniyle performans analizi yapmak bir o kadar zordur. Isı geçişi birbirine çapraz aralarındaki açı 90° olan akışkanlar arasında olur. İç akışkan, kurveler yardımıyla ısı değiştiricisi içerisinde mümkün olduğu kadar gezinir ve dış akışkanla ısı teması olur. Fakat matematiksel çözüm yapılırken ısı değiştiricisi zıt akışlı kabul edilerek çözüm yapılır [9].

2.1. Hava Tarafı Homojen Olmayan Dağılımı

Evaporatörde istenilen kapasitenin elde edilebilmesi için gerekli debinin sağlanması ve bu sağlanan debinin ürün içerisine eşit olarak dağılması gerekmektedir. Bu doğrultuda kolektör çıkışındaki kızgınlık (superheat) değerine bağlı debiyi ayarlamak ve akışkanı istenilen evaporatör basıncına düşürmek için geniş-

me valfi ile distribütör kullanılmaktadır. Evaporatör optimum performansını, her bir devrenin çıkış sıcaklığı, kolektörün çıkış sıcaklığıyla aynı olduğu müddetçe vermektedir.

Distribütörde akışkan dağılımı iyi ayarlanmış ve hava tarafının tüm özellikleri lamel boyunca aynı ise her bir devrenin çıkış sıcaklıklarının hemen hemen aynı ve kolektör çıkış sıcaklığına yakın olması beklenir. Fakat çıkış her bir devrede farklı oluyorsa, dengesiz bir iç akışkan devrelemesinin yapılmadığını varsayarsak bunun tek sebebi hava tarafındaki dengesizlikten kaynaklanmaktadır. Çünkü bu dengesizlik direk olarak akışkan iç sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Lee [1997] R22 ve R407C gazları ile yaptığı çalışmada, homojen olmayan hava ve iç akışkan dağılımını incelemiş, sonuçta hava tarafı dengesizliğinin evaporatör kapasitesine etkisinin, iç akışkan tarafı dengesizliğine göre daha hassas olduğu raporlanmıştır.

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafı dengesizliği, havanın temas ettiği yüzey boyunca sıcaklık, nem ve hava hızının tasarım değerinden farklı dağılması sonucunu doğurmaktadır. Bu çalışmada test çalışmalarının kuru şartlarda yapılmasından dolayı nemin etkisini göz ardı edeceğiz ve yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımını ise Tablo 1’de görüldüğü gibi, dağılımın hız dağılımı ile kıyaslandığında çok belirgin olmamasından dolayı dikkate almayacağız. Bu nedenle yapılan çalışmada sadece hava hızı dağılımına odaklanılacaktır.

Tablo 1. Lamel Yüzeyi Termal Dağılımı

Devre	Ort. sıcaklık değerleri
1	9,46
2	9,7
3	9,96
4	10,06
5	10,16

2.2. Hava Hızı Ölçümü

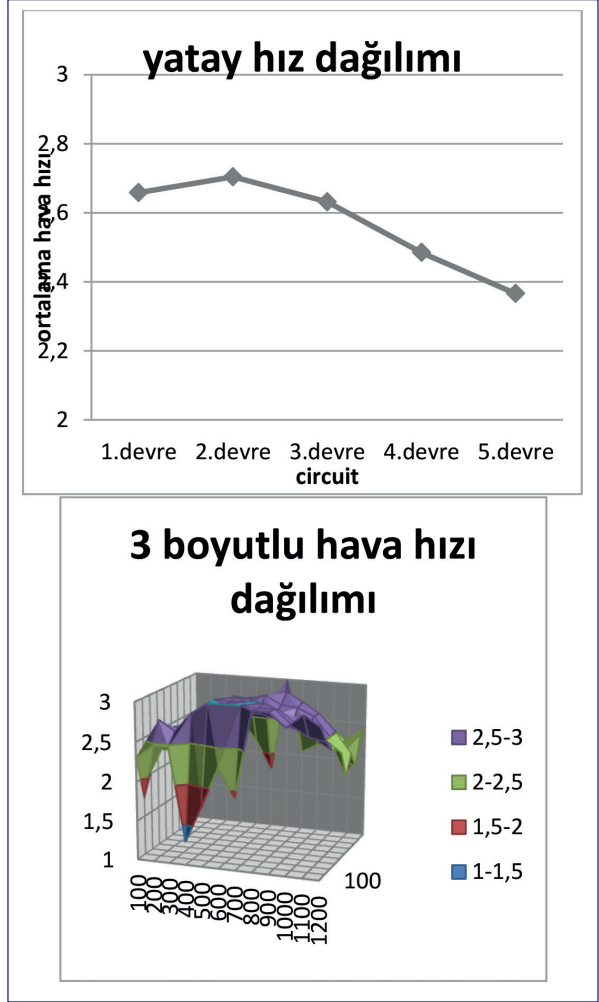
Ürün lamel yüzeyi üzerindeki hava hız dağılımını çıkartmak amacıyla Testo 435 çok fonksiyonlu anemometre ile 120 noktadan hava hızı, 15 noktadan ise sıcaklık ölçümü (Tablo 1) yapılmıştır. Kullanılan fan

karakteristiğine bakıldığında, standart hava debisinin 10153,91 m³/h olduğu görülmektedir. Hava ölçümünün Eurovent Standartları'nda olabilmesi için standart değer ile ölçülen değer %10 oranında bir aralıkta kalması gerekmektedir ve ölçüm sonuçlarının verildiği Tablo 2'de, her bir devreden geçen hava debisinin toplam 9988,26 m³/h olduğu görülmektedir. Bu oran %1,6 mertebesinde farklı olduğu için cihazın ölçümü referans olarak alınabilir.

Daha rahat ölçüm yapılabilmesi amacıyla eşit aralıklı ve anemometre ile eşit çapta 120 noktadan oluşan sac plaka Şekil 1'de görüldüğü ürün içerisine yerleştirilerek delikler boyanmış ve sac plaka çıkartılmıştır. Ölçüm sonucuna bağlı olarak Şekil 2'de görüldüğü gibi her bir devrenin yatay hız dağılımı ve 3 boyutlu olarak ürünün her bir noktasının hız dağılımı çıkarılmıştır.



Şekil 1. Kullanılacak Ürün ve Hava Hızı Ölçüm Noktaları



Şekil 2. Yatay ve 3 Boyutlu Hava Hız Ölçüm Sonuçları

Tablo 2. Her Bir Devredeki Ortalama Hava Hızı ve Debisi

Hava Hızı Dağılımları		
Devre	Ort. hava hızı (m/s)	Ort. hava debisi (m ³ /h)
1	2,658	2067,12
2	2,704	2102,76
3	2,631	2046,38
4	2,485	1932,33
5	2,365	1839,67

2.3. Blokajlı Ölçüm

Fan tarafından oluşturulan hava debisinin tüm yüzey üzerindeki dağılımını görmenin bir diğer yolu da yüzeyin simetrik taraflarını kapatmak ve değişiklikleri gözlemlemektir. Bu doğrultuda 1200×200 ebatlarında bir karton parçası önce lamelin üst tarafına, daha

sonra ise alt tarafına yerleştirilip hava hızları ölçülmüş, sonuçlar Tablo 3 ve Tablo 4’de görüldüğü gibi elde edilmiştir.

Tablo 3. Alt Blokaj Hava Hız Dağılımları

Alt Blokaj Hava Hızı Dağılımları	
Devre	Ort. hava hızı (m/s)
1	3,408
2	3,216
3	3,15
4	3,814
5	

Tablo 4. Üst Blokaj Hava Hız Dağılımları

Üst Blokaj Hava Hızı Dağılımları	
Devre	Ort. hava hızı (m/s)
1	
2	3,824
3	3,13
4	2,9
5	3,104

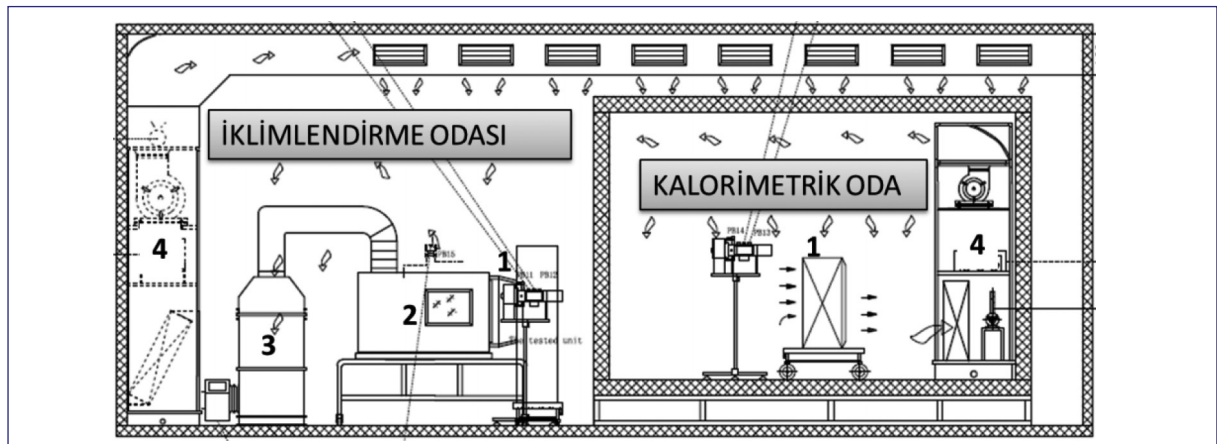
Görüleceği üzere engele simetrik devrelerde örneğin alt blokajın 4. devresiyle üst blokajın 2. devresi ve her iki durumun 3. devresi incelendiğinde dağılımın yakın değerlerde olduğu, diğer devrelerde hava hızlarında ciddi farklar olduğu görülmektedir. Bu sonuçlara bağlı olarak hava dağılımının homojen olarak dağılmadığı bir kez daha doğrulanmış olmaktadır.

3. DENEY AŞAMASI

Test işlemleri Şekil 3’de görülen Ortamla Dengeli Kalorimetrik Test Odası’nda EN 328 ve Eurovent RS 7/C/001-2010 standartlarına göre gerçekleştirilmiştir. Kalorimetrik Oda “kasetli/fanlı” ürün test etmek amacı ile kullanılmakta ve ürüne iklimlendirilmiş hava sağlamaktadır. Hava debisi ürün üstünde bulunan fanlar aracılığıyla elde edilmekte ve odaya giren-çıkan tüm yükler ölçülmekte ve hesaplama esnasında toplam enerji alışverişine bakılmaktadır.

Test bölümü üç ana bölümden oluşmaktadır. (1) evaporatöre R404a gazı sağlamakla görevli olan ana akışkan hattı, (2) bu hatta bulunan yardımcı kondenser ve yardımcı evaporatördeki sıcaklık ve basınç dengesini ayarlamakla sorumlu olan su soğutma kulesi hattı ve (5) Şekil 1’de 4 numaralı bölümde görülen içerisindeki suyun Chiller Ünitesi ile şartlandırıldığı bir soğutucu, üzerinde otomatik kontrollü toplam 18 kW gücünde ısıtıcı ve aynı güçte nemlendirici, en üst bölümünde ise şartlandırılan havayı ortama basmakla görevli olan 3 adet santrifüj fanın oluşan hava şartlandırma ünitesi.

Test laboratuvarı PID kontrol sistemi ile donatılmıştır. Girilen set değerlerine bağlı olarak kolay bir şekilde kontrol yapabilmektedir. Yapılacak test kapsamında Eurovent Standartları baz alınarak belirtilen hava tarafı ve akışkan tarafı set değerleri yazılıma girilmektedir. Tablo 5’te görüldüğü gibi kontrol edilen



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

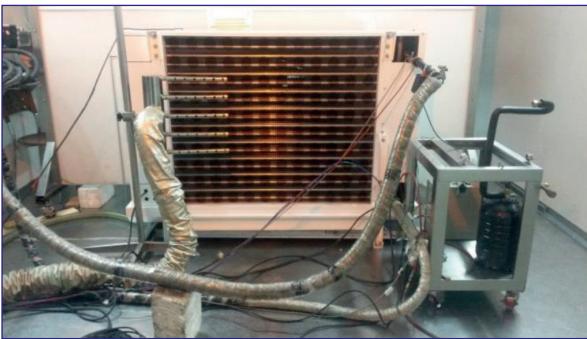
bazı parametreler şunlardır; kondenzasyon basıncı, genleşme valfi öncesinde bulunan aşırı soğutma değeri (subcooling) (evaporatör giriş entalpisi), evaporasyon basıncı, evaporatör çıkışındaki aşırı kızgınlık değeri (superheating), giriş havasının bağıl nemi.

Tablo 5. Test Koşulları

Evaporasyon Basıncı (MPa)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Giriş Bağıl Nemi (%)	Hedeflenen Kızgınlık Değeri (K)
0,600	10	42	6,5

İki kademeli sabit devirli kompresör yardımıyla akışkan hatta pompalanmakta, evaporasyon basıncı elektronik genleşme valfi, kondenzasyon basıncı ise yine yardımcı hat üzerinde bulunan yardımcı kondenserden geçen suyun debisi kontrol edilerek, ayarlanmaktadır. Böylece sabitlenen basınçlar baz alınarak evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıkları da yazılım içerisinde bulunan RefProp programı vasıtasıyla ayarlanmış olmaktadır. Daha sonra istenilen kızgınlık (superheat) değeri debinin manual olarak kontrol edilmesiyle ayarlanmaya çalışılmakta ve bu süre ürünün kapasitesine bağlı olmakla birlikte yaklaşık olarak 5 saat sürmektedir.

Laboratuvarda kullanılan tüm hesaplamalar ASHRAE Standartları baz alınarak yapılmaktadır. Bu hesaplamalara bağlı olarak akışkan tarafı kapasitesi hesaplanmakta, hava tarafı kapasitesi ise ortamda ki enerji dengesi hesaba katılarak çekilen elektrik yüklerinden okunmakta ve iki kapasite %4'lük dilime girdiğinde test sonucu alınmaktadır.



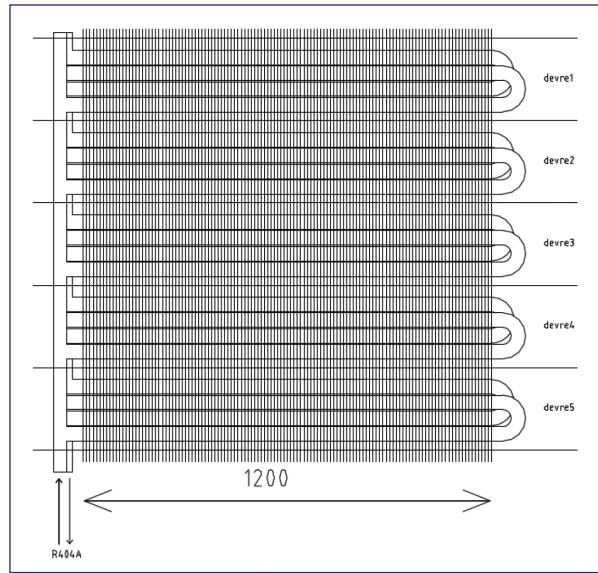
Şekil 4. Test Edilen Ürün

3.1. Ürün Özellikleri

Şekil 1'de resmi görülen 630 mm fan çapına sahip evaporatörün geometrik özellikleri Tablo 6'da verildiği gibidir. Evaporatörün devreleri, akışkanın giriş ve çıkışı Şekil 5'te temsili olarak görülmektedir.

Tablo 6. Evaporatör Geometrik Özellikleri

Geometrik Özellikler	Değerler
Sıra Sayısı	5
Her bir sıradaki boru sayısı	20
Dik boru mesafesi	50
Yatay boru mesafesi	50
Devre boyu	1200
Boru çapı	15
Kanat kalınlığı	0,32
Hatve	10
Kanat tipi	Dalgalı
Boru düzeni	Düz



Şekil 5. Evaporatör Devrelerinin Temsili Gösterimi

3.2. Normal Devreli Ürün Testi

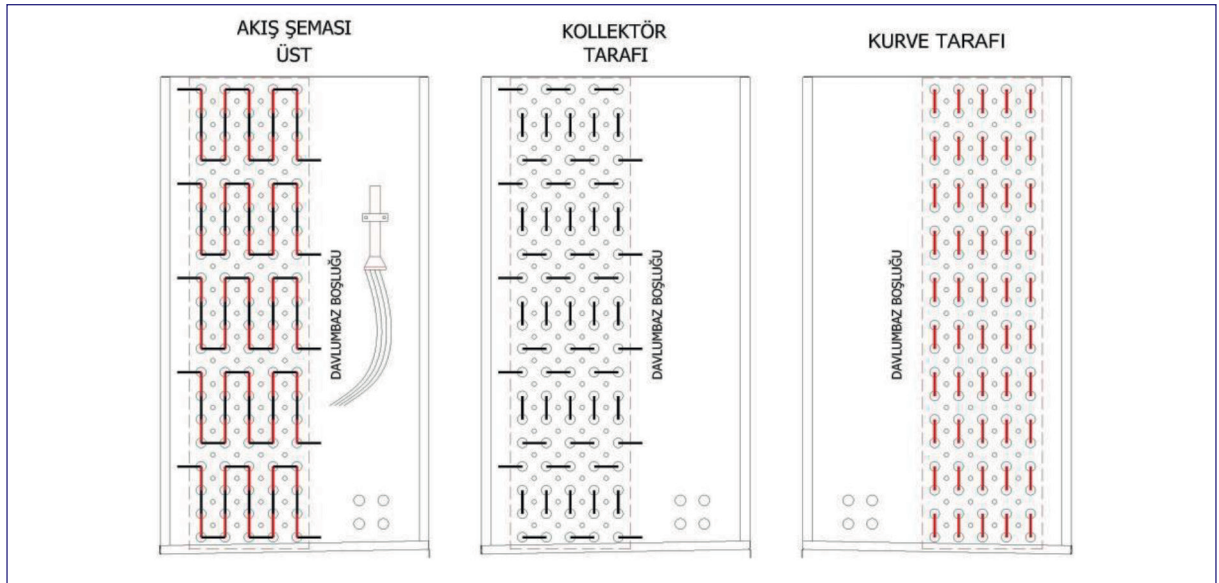
Evaporatör, Tablo 6'da görülen özelliklere ve Şekil 5'te görülen devreye uygun olarak imal ettirilmiş ve test işlemine başlanmıştır. Yaklaşık 6 saat sonucunda test işlemi sonuçlanmış ve sonuçlar Tablo 7 ve 8'de test 1 sütununda görüldüğü gibi elde edilmiştir. Tablo 8'de, hava debisinin yüksek olduğu devrelerde kızgınlık (superheat) değerleri yüksek iken, hava debi-

sinin düşük olduğu devrelerde bu değerin daha düşük olduğu gözlenmiş ve bu durumda kapasite 12,097 kW ölçülmüştür.

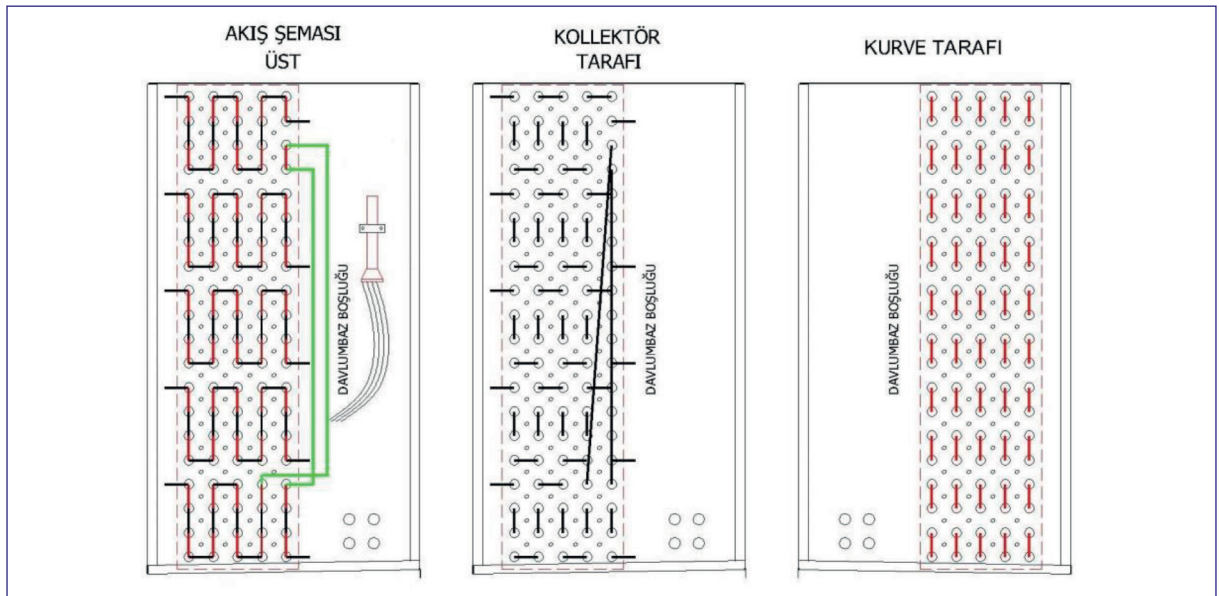
3.3. Yeni Tasarlanmış Devreli Ürün Testi

Literatür incelendiğinde, giriş bölümünde de bahsedildiği gibi birçok çalışma ile karşılaşılmaktadır. Aganda [10] her bir devreyi genişleme valfi ile kontrol ettiği ve böylece eşit akışkan debisi sağladığı, daha sonra farklı hava hızlarının devrelere ve dolayısıyla

performansa etkilerini incelediği çalışmada, düşük hava hızına sahip bir devrenin kızgınlık değerinin azaldığını ve bu devrede olan dengesizliğin diğer tüm devreleri olumsuz yönde etkilediğini ve bunun önüne bu devrenin devre boyunun uzatılması ile geçileceğini savunmaktadır. Park [11] ise, bu kapsamda yaptığı çalışmada problemlili devreyi 15 pas ve 20 pas ile ayrı ayrı test ettiğinde kayda değer bir performans farkı ile karşılaşmıştır.



Şekil 5. Normal Devre Teknik Resmi



Şekil 6. Yeni Tasarlanan Devre Teknik Resmi

Bu çalışmalar referans alınarak yapılan devre tasarımı Şekil 7'deki görülmektedir. Tablo 2'de görüldüğü gibi hava hızının dolayısıyla hava debisinin düşük olduğu son devre 2 pas uzatılarak köprü yardımıyla hava hızının daha yüksek olduğu ve girişi üste alınarak iki pasının boşaltıldığı ilk devreye ulaştırılmış, iki pas dolaştırılmış ve tekrar bir köprü yardımıyla son devreye alınmıştır. Böylece daha yüksek hava hızına sahip ilk devrenin pas sayısı 18'e düşürülürken, son devrenin 22'ye çıkartılmıştır.

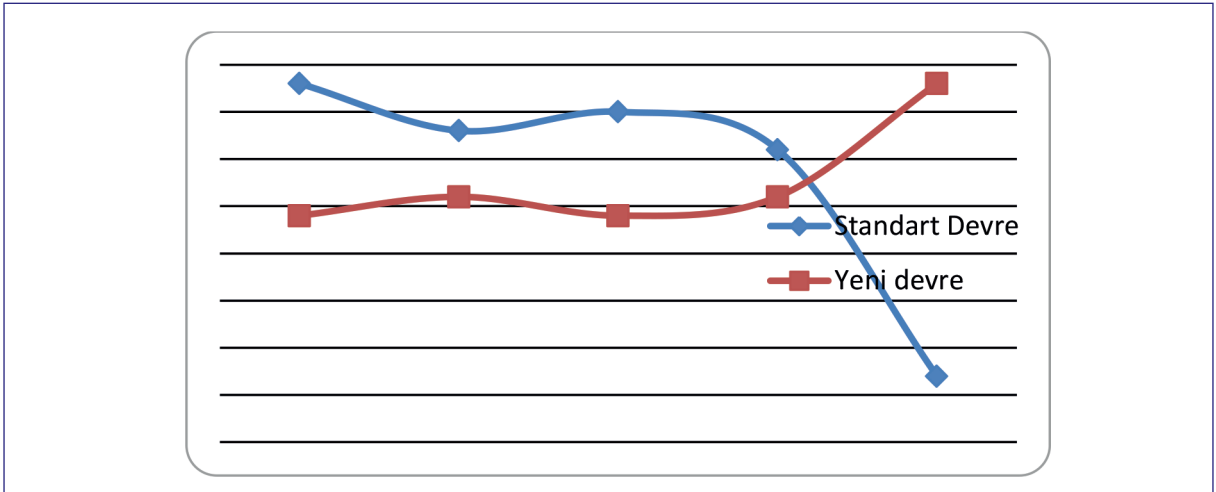
Tasarımı tamamlanan ürün test işlemine alınmış ve yaklaşık 5 saat sonucunda test işlemi sonuçlanmış, test sonuçları ve kızgınlık değerleri sırasıyla Tablo 7 ve 8'de test 2 sütununda görüldüğü gibi elde edilmiştir. Sonuçta, Tablo 8'de görüleceği üzere kızgınlık (superheat) değerlerinin her devre için daha stabil ve istenilen 6,5 °C sıcaklığına yaklaştığı görülmüş ve kapasite 12,447 kW ölçülmüştür.

Tablo 7. Test Sonuçları

Test Sonuçları	Test 1	Test 2
Akışkan cinsi	R404a	R404a
Akışkan kütleli debisi (kg/h)	339,378	348,775
Evaporasyon basıncı (MPa)	0,600	0,600
Hava giriş sıcaklığı (°C)	10,00	10,06
Bağıl nem	42,29	40,67
Kuruluk derecesi	0,27	0,27
Basınç kaybı (kPa)	278,444	284,833
Kapasite (kW)	12,097	12,447

SONUÇ

Çalışma kapsamında evaporatörün yüzeyinde hava hızı ölçümü 120 noktada yapılmış ve bu ölçüm kapsamında dağılımın homojen olmadığı tespit edilmiştir. İncelenen çalışmaların sonucunda, fan tarafından kaynaklanan bu olumsuzluğun akışkan tarafı üzerinde yapılan bir takım tasarımlar neticesinde dengelendiği görülmüş ve bu kapsamda yeni bir devre şekli tasarlanmış, oluşturulan devre tasarımı ile standart dizayn karşılaştırılmıştır.



Şekil 6. Hava Tarafı Dengesiz Dağılımına Bağlı Yapılan Devreleme Sonucu Kızgınlık Değerlerinin Değişimi

Tablo 8. Kızgınlık Değerleri

Akışkan Dağılımı	Hava Dağılımı	Kızgınlık (°C) (Superheat)					Test Adı
		1	2	3	4	5	
Uniform	Non-Uniform	7,8	7,3	7,5	7,1	4,7	Test 1
		6,4	6,6	6,4	6,6	7,8	Test 2

Hava tarafı dengesiz dağılımının olumsuz etkisini görmek amacıyla her bir devre çıkışına ısı çiftler (thermocouple) yerleştirilmiş ve kızgınlık (superheat) değerleri karşılaştırılmıştır. Yeni devre tasarımı ile beklendiği gibi yüksek hava debisi ve 18 pas sayısına sahip birinci devrenin yüksek olan kızgınlık (superheat) değerinin düştüğü, daha düşük hava debisi ve 22 pas sayısına sahip son devrenin düşük olan kızgınlık (superheat) değerinin yükseldiği ve Şekil 8’de görüldüğü gibi her bir devrenin çıkış sıcaklıklarının kolektör çıkış sıcaklığı olan 6,5 °C’ye yaklaştığı görülmektedir. Son devrede çıkışın biraz daha yüksek olmasının nedeni, uzatılan devre boyunun tam değerinin belirlenememesidir ve bu konu ciddi çalışmalar gerektirmektedir. Bu duruma rağmen yeni devre tasarımı ile %2,89 değerinde kayda değer bir kapasite artışı sağlanmıştır.

Bu tür değerlendirmelerin ancak ölçülerek doğrulanması yapılan standard ürünlerde yapılmasını tavsiye etmekteyiz. Yapılan yeni iç akışkan devrelemesinin hava tarafı dengesizliği ile birleşik düşünüldüğünde onu doğrultan bir etki yaptığından emin olunmalı ve iç akışkan tarafı eşitsiz geçiş (pas) sayıları ile yapılacak devrelemenin olumsuz etkilerini elimine etmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Fagan, T. J. “The Effect Of Air Flow Maldistributions On Air To-Refrigerant Heat Exchanger Performance”, Ashrae Transactions, 1980.
- [2] Yaici, W., Ghorab, M., Entchev, E., “3D Cfd Analysis Of The Effect Of Inlet Air Flow Maldistribution On The Fluid Flow And Heat Transfer Performances Of Plate-Fin And-Tube Laminar Heat Exchangers”, International Journal Of Heat And Mass Transfer, 2014.
- [3] Kaern, M. R., “Analysis Flow Maldistribution In Fin-And-Tube Evaporators For Residential Air-Conditioning Systems”, Ph. D. Thesis, Technical University Of Denmark Department Of Mechanical Engineering, 2011.
- [4] Domanski, P. A., Yashar, D. A., Kaufman, K. A., “An Optimized Design Of Finned-Tube Evaporators Using The Learnable Evolution Model”, HVAC&R Res. 10,
- [5] Bach, C. K., Groll, E. A., Braun, J. E., Horton, W. T., “Mitigation Of Air Flow Maldistribution In Evaporators”, Applied Thermal Engineering, 2014.
- [6] Fagan, T. J. “The Effect Of Air Flow Maldistributions On Air To-Refrigerant Heat Exchanger Performance”, Ashrae Transactions, 1980.
- [7] Chwalowski, M., Didion, D. A., Domanski, P. A., “Verification Of Evaporator Computer Models And Analysis Of Performance Of An Evaporator Coil”, Ashrae Trans, 1989.
- [8] Domanski, P. A., Yashar D. A., “Optimization Of Finned-Tube Condensers Using An Intelligent System”, Int. J. Refrigerant, 2007.
- [9] Kocaman, Y., Tosun, H., “Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makina, Cilt 54, Sayı 646, S. 27-36, 2013.
- [10] Aganda, A. A., Coney, J. E. R., Farrant, P. E., Sheppard, C. G. W., Wongwuttanasation, T., “A Comparison Of The Experimental And Predicted Heat Transfer Performance Of An Evaporator Coil Circuit”, Applied Thermal Engineering, 2000.
- [11] Park, M., Farrant, P. E., Farrant, G. H., “The Effect Of Air Maldistribution On Heat Transfer Performance In Air Conditioning Units”, Heat Transfer And Fluid Flow Service, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1993.