



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI KANATLI BORULU BUHARLAŞTIRICILARDA BORU ÖZELLİKLERİNİN ISIL KAPASİTEYE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

**BARIŞ TÜRKKAN
AKIN ÇAĞLAYAN
HÜSEYİN ONBAŞIOĞLU
FRİTERM**

KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI KANATLI BORULU BUHARLAŞTIRICILARDA BORU ÖZELLİKLERİNİN ISIL KAPASİTEYE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Investigation of the Effect of Pipe Properties on the Thermal Performance of Finned Tube Evaporators using CO₂ Refrigerant

Barış TÜRKKAN
Akın ÇAĞLAYAN
Hüseyin ONBAŞIOĞLU

ÖZET

Günümüzde, çevreci özelliklerinden dolayı soğutucu akışkan olarak CO₂ (R744) kullanımı yaygınlaşmaktadır. Soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk odalarda, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinelerinde, ısı pompalarında ve araç klimaları gibi birçok uygulama alanında CO₂'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek artmaktadır.

Bu çalışmada, CO₂'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı kanatlı borulu buharlaştırıcılar hakkında detaylı teorik ve uygulama bilgileri aktarılacaktır. Literatür incelendiğinde CO₂ (R744) buharlaştırıcı tasarımlarıyla ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bununla birlikte farklı özelliklerde boru kullanımının (düz, yivli vb.) ve bu borulara ait özellikler arasındaki farklılıkların ısı kapasiteyi etkilediği görülmektedir. Çalışmada, farklı boru geometrilerinin ısı kapasiteler üzerindeki etkileri irdelenecektir. Araştırmalar sonucunda ısı kapasitelerin elde edileceği bağıntılar (korelasyonlar) belirlenecektir.

Analitik çözümler, deneysel çalışmalar ve analizlerden elde edilen veriler değerlendirilerek elde edilen sonuçlar gösterilecektir. Çalışmanın sonucunda, en iyi çözümü veren bağıntı ve geometri belirlenecektir.

Anahtar Kelimeler: CO₂ (R744), Isı Transferi, Boru Geometrisi, Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı, Deneysel Çalışma, Korelasyon

ABSTRACT

Nowadays, due to the environmental properties of CO₂ as a refrigerant (R744) widespread use. Recently, CO₂ has been intensely studied for application as the primary refrigerant in transcritical mobile air conditioners, vending machines, supermarkets, cold rooms, food production and process industry, industrial ice cream machineries and heat pumps.

In this study, detailed theoretical and practical information will be given about the finned evaporators in which carbon dioxide is used as refrigerant. When the literature is examined, there are many studies on CO₂ (R744) evaporator design. Use the differences between characteristics of the pipes (smooth, ribbed, etc.) affect the thermal capacity. In this study, the effects of different pipe geometries on thermal capacities will be investigated. As a result of the investigations, the correlations to be obtained of the thermal capacities will be determined.

The results obtained from analytical solutions, experimental studies and analyzes will be evaluated. At the end of the study, the correlation and geometry that gives best solution will be determined.

Key Words: CO₂ (R744), Heat Transfer, Tube Geometry, Finned Evaporator, Experimental Study Correlation

1. GİRİŞ

Gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin başını çektiği sanayileşme faaliyetleri ve ekonomik kalkınmaya dönük çeşitli uygulamalar, çevreyi, atmosferi ve dolayısı ile bütün yaşam alanlarını olumsuz şekilde etkilemiştir. Bu süreçler, doğanın kaldıramayacağı seviyelere ulaşmış ve canlı yaşamını tehdit eder hale gelmiştir. Problemin boyutlarını fark eden ülkeler kalıcı çözüm arayışlarına girmiş bulunmaktadır [1]. Her geçen yıl, uluslararası sözleşmeler ile farklı yasalar ve standartlar belirlenmektedir. Standart ve normlara uyum sağlayabilmek için, firmalar yeni üretim teknolojileri geliştirmeye çalışmaktadır. Toplumun ve firmaların, çevrenin korunmasına gösterdiği özen, araştırma-geliştirme faaliyetlerindeki artış önemli teknolojik gelişmeler yaratmaktadır.

Birçok endüstri dalı gibi iklimlendirme sektörü de bu gelişmelerden etkilenmektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan, küresel ısınmayı hızlandırıcı, ozon tabakasına zararlı, çevreye negatif etkisi olan kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonların (HCFC) yerine çevreye uyumlu soğutucu akışkan çözümleri bulunması noktasında çalışmalar yapılmaktadır. Hidroflorokarbonlar (HFC), klor içermeyen etan (C₂H₆), metan (CH₄) gibi doğal gazların sentezi yolu ile elde edilmekte olup klor yerine hidrojen ikame edilmekte ve bu nedenle göreceli olarak daha çevreci diye tanımlanmaktadır [2, 3]. Endüstriyel tesislerde ve yüksek şarjlı sistemlerde, R290 (Propan), izobütan benzeri, yanıcı ve patlayıcı özelliği bulunan akışkanları kullanmak belirli sorunlar teşkil etmektedir. Teknolojik gelişmeler, üretim yöntemlerindeki yenilikler, bir diğer doğal akışkan olan R717 (NH₃) kullanımını da gün geçtikçe attırmaktadır.

Küresel ısınmaya etkisi olmayan ve ozon tabakasına zarar vermeyen doğal soğutucu akışkanlar alternatif olarak ortaya çıkmaktadır. R744 (CO₂) gazı bu noktada etkili bir çözüm olarak sunulmaktadır. CO₂, soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı geçişi nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır [4]. Flor içeren gazların çevreye olumsuz etkileri ve teknolojinin getirdiği yenilikler ile birlikte R744 (CO₂) gazının kullanımı yeniden gündeme gelmiştir. Güncel makine ve ısı değiştirici teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde CO₂ verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. R744 (CO₂), 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

2. R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANININ ÖZELLİKLERİ

R744 (CO₂), 1850 yılında ilk kez soğutucu akışkan olarak, Britanyalı Alexander Twining tarafından gündeme getirilmiştir. Fakat ilk CO₂ soğutma sisteminin yapılması 1860'lı yılların sonunda Amerikalı Thaddeus S.C. Lowe tarafından gerçekleştirilmiştir. Temiz ve güvenilir olduğundan dolayı 1920'lere kadar gemilerde ve endüstride yaygın olarak kullanılmıştır. 1928'de CFC'lerin kullanılmaya başlanmasıyla, yukarıdaki sebeplerden dolayı CO₂ yavaş yavaş market dışında kalmış, 1950'lerde de kullanımı son bulmuştur. 20. yüzyıl sonlarına gelindiğinde CFC'lerdeki kısıtlamalar yoğunlaştığı için yeni arayışlara girilmiş ve CO₂ ve NH₃ gibi eski, doğal akışkanlar tekrar gündeme gelmiştir. 1990'da Prof. Gustav Lorentzen'in transkritik CO₂ çevrimi patent uygulaması bu konu için bir milat oluşturmuştur [5].

2.1 R744 (CO₂)'ün Çevresel Özellikleri

Soğutucu akışkanların çevresel etkilerini tanımlayan iki temel kavram vardır:

- 1. ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential):** Bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. Bağlı bir değer olarak bulunur [6].
- 2. GWP (Küresel Isınma Etkisi - Global Warming Potential):** CO₂'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO₂'e bağlı olarak veren değerdir [6].

CO₂'in ozon tüketme potansiyeli sıfırdır (ODP=0) ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşük seviyededir (GWP=1). Tablo 1'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların çevresel özellikleri verilmektedir.

Tablo 1. Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri [6]

Soğutucu Akışkan	Soğutucu Akışkan Sınıfı	ODP	GWP
R 11	CFC	1	4600
R 12	CFC	0,73	10600
R 22	HCFC	0,034	1700
R 134a	HFC	0	1300
R 410a	HFC	0	1980
R 404a	HFC	0	3780
R 407c	HFC	0	1650
R 507a	HFC	0	3850
R744 (CO₂)	Doğal Akışkan	0	1
R717 (NH ₃)	Doğal Akışkan	0	<1

ODP: R11 = 1 kabul edilmiştir. / **GWP:** CO₂ = 1 kabul edilmiştir.

ODP ve GWP kavramlarına ek olarak literatürde Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) kavramı da mevcuttur. Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI), akışkanın ve bulunduğu sistemin doğrudan ve dolaylı olarak yarattığı küresel ısınma etkisini tanımlar. Akışkanın özelliklerinden dolayı çevrede oluşturduğu etki doğrudan etkidir. Kullanıldığı soğutma sistemine enerji temini esnasında oluşan CO₂ emisyonu ise dolaylı etkidir. Bu iki etkinin toplamı Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) şeklinde tanımlanır. CO₂, soğutma sistemlerinde toplam eşdeğer ısınma etkisinin azaltılmasında da etkili bir akışkandır [7]. Tablo 2'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenlik yönünden sınıflandırılması verilmektedir.

Tablo 2. Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Güvenlik Yönünden Sınıflandırılması [8]

Soğutucu Akışkan	R 11	R 12	R 22	R 134a	R 410a	R 404a	R 407c	R 507a	R744 (CO ₂)	R717 (NH ₃)
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

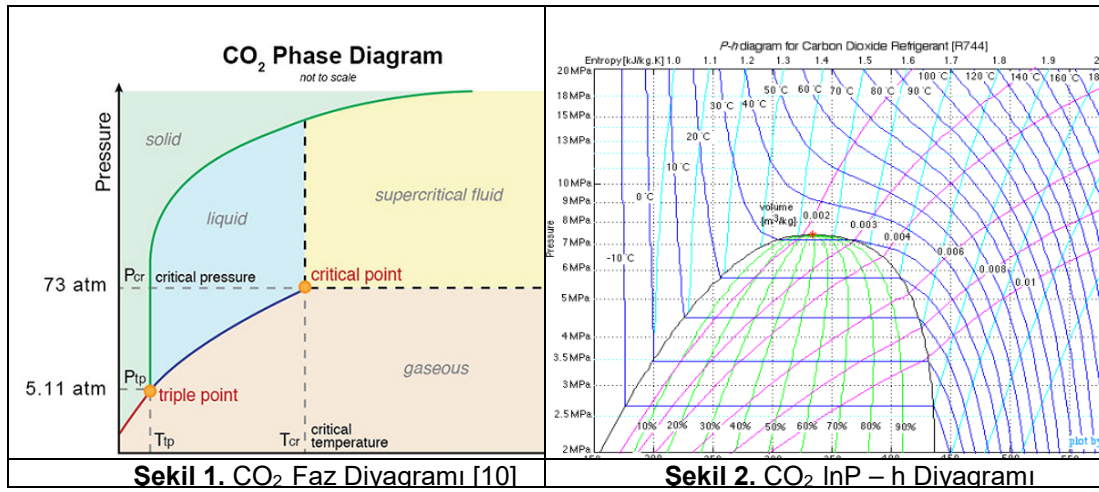
Yanıcılık yönünden soğutucu akışkanlar 3 ana sınıfa ayrılır. Sınıf 1; 21°C'de ve 101 kPa basınçta alevlenme testinde yanmayan soğutucu akışkanları gösterir. Sınıf 2; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0,10 kg/m³ yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan düşük yanma ısısı üreten soğutucuları ifade eder. Sınıf 3; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0,10 kg/m³ yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19

kJ/kg'dan büyük yanma ısı üreten soğutucu akışkanları ifade eder[8]. Ana sınıflandırmanın yanı sıra alt yanıcılık sınıfları bulunmaktadır. Yanıcılık sınıfı 2 olan fakat uygun şartlarda kullanıldığında oldukça düşük yanıcılık özelliği gösteren akışkanlar olduğu tespit edilmiştir. Sınıf 2L, daha önce sınıf 2'de yer alan ve yanma hızı 10 cm/s 'den daha düşük soğutucu akışkanları ifade eder.

Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden 2 ana gruba ayrılır. A sınıfı derişikliği 400 ppm'e eşit veya altındaki olan soğutkanları gösterir. B sınıfı derişikliği 400 ppm'in üzerindeki soğutkanları gösterir [8].

2.2 R744 (CO₂)'ün Termofiziksel Özellikleri

CO₂ özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO₂'in en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06 °C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO₂ uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca geleneksel akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C'de 22545 kJ/m³) oldukça yüksektir [9].



Sekil 1. CO₂ Faz Diyagramı [10]

Sekil 2. CO₂ lnP – h Diyagramı

Tablo 3'te, CO₂'nin termofiziksel özellikleri, benzer halokarbon soğutucu akışkanların viskozite, hacimsel kapasite, ısı iletkenlik ve buhar yoğunluğu gibi özellikleri görülmektedir.

Tablo 3. Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri [11]

Soğutucu Akışkan	T (kritik) (°C)	P (kritik) (bar)	Sıvı Faz Yoğunluk (kg/m ³) [a]	Gaz Faz Yoğunluk (kg/m ³) [b]	Isıl Kapasite (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m ³) [a]	Isı İletim Katsayısı (W/m.K) [a]
R 134a	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	2774	0,09
R 410a	72,1	49,3	1174,4	28,8	1,5	6566	0,10
R 404a	72,1	37,3	1154,8	29,9	1,3	4954	0,07
R744 (CO ₂)	31,0	73,7	934,3	94,2	2,5	22089	0,11
R717 (NH ₃)	132,3	113,3	640,3	3,3	4,4	4193	0,56

Açıklamalar: [a] -1,1°C'deki doymuş sıvı; [b] -1,1°C'deki doymuş buhar

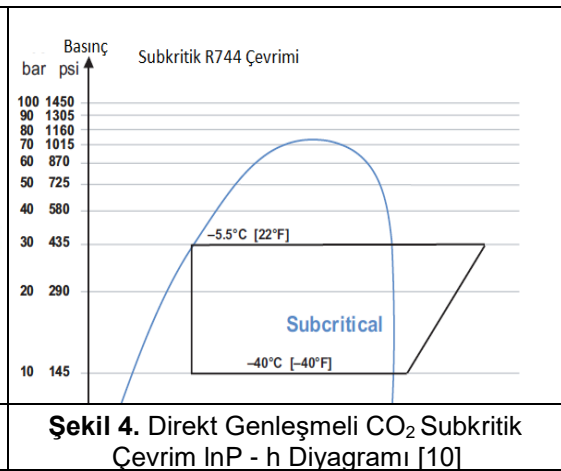
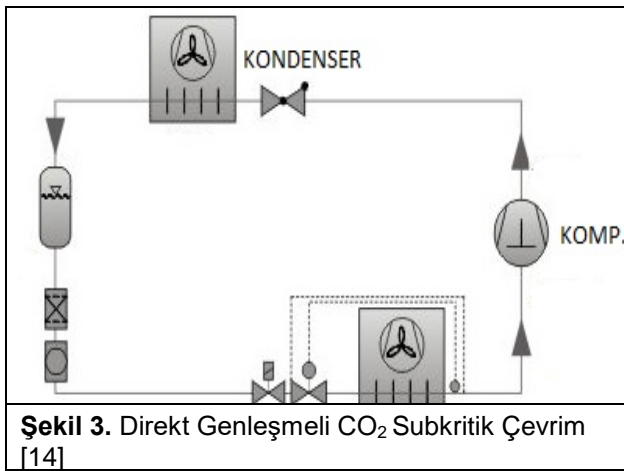
3. R744 (CO₂) TEMEL SOĞUTMA ÇEVRİMLERİ

R744 (CO₂) soğutma sistemlerinde Subkritik ve Transkritik olarak adlandırılan iki tip çevrim bulunmaktadır. Subkritik çevrimde yüksek basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise yüksek basınç kritik noktanın üzerinde ve çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir.

3.1 Subkritik Çevrim

Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, 3'lü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO₂ subkritik çevrim oldukça basit bir sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük kondenzasyon sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60-70 bar seviyelerindedir [13].

3.1.1 Direkt Genleşmeli Subkritik Çevrim



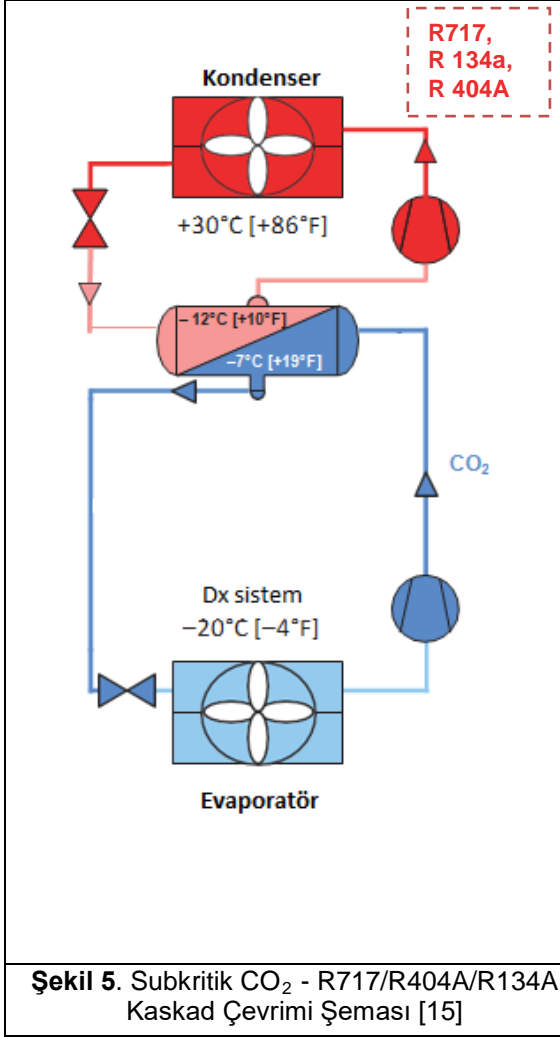
3.1.2 Kaskad Subkritik Çevrim

CO₂ kaskad sistem, birbirine karışmayan iki farklı akışkanlı iki çevrimden oluşan bir soğutma çevrimidir. İki çevrimden bir tanesi genellikle sıkıştırma çevrimidir ve dışarıya ısı geçişinin gerçekleştiği çevrimdir. Bu sistemlerde, akışkan olarak R 717 (NH₃, amonyak) başta olmak üzere, R404A ve uygun diğer HFC akışkanlar kullanılır [15]. Bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40-45 bar dolaylarındadır [16].

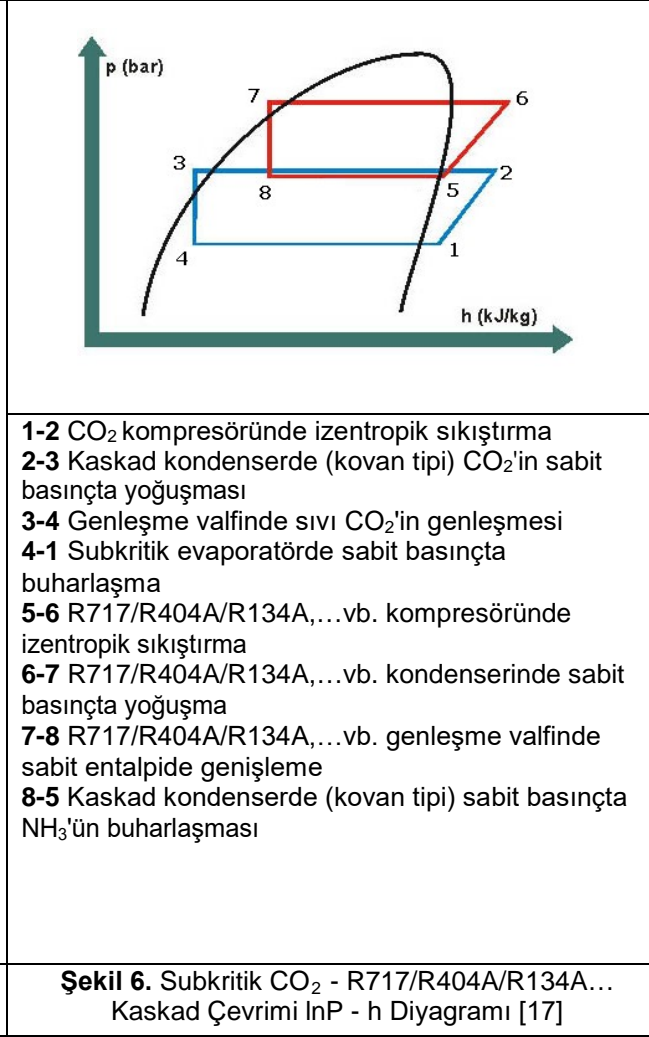
Kaskad sistemlerde, farklı olarak kaskad kondenseri olarak bilinen ısı değiştiricisinde CO₂ yoğunlaşırken, yüksek sıcaklık tarafındaki akışkan buharlaşmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler plaka tipi veya boru-kovan tipinde olabilir [16].

3.2 Transkritik Çevrim

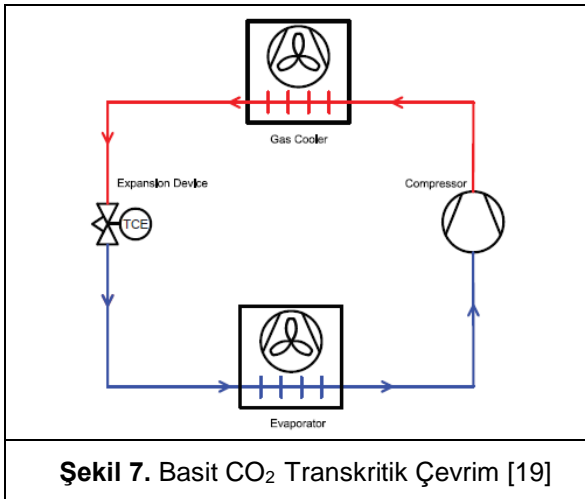
CO₂, 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırma çevrimlerinde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO₂'in yoğunlaşmasızın, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere transkritik CO₂ çevrimi denir [6]. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO₂ çevriminde kompresörde sıkıştırılmış CO₂, gaz soğutucusunda ısını çevreye atar [18].



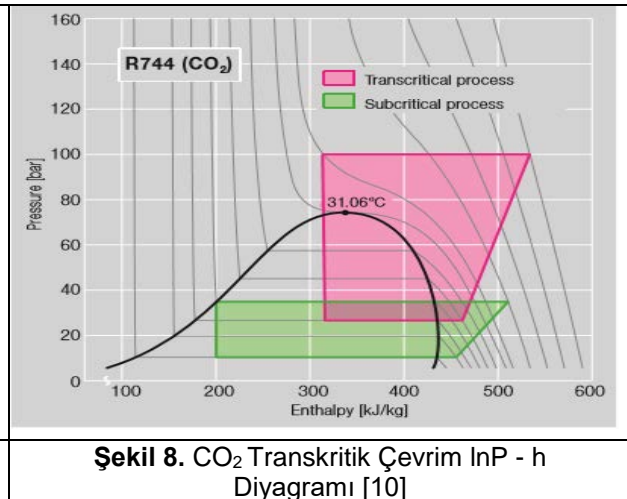
Şekil 5. Subkritik CO₂ - R717/R404A/R134A Kaskad Çevrimi Şeması [15]



Şekil 6. Subkritik CO₂ - R717/R404A/R134A... Kaskad Çevrimi lnP - h Diyagramı [17]



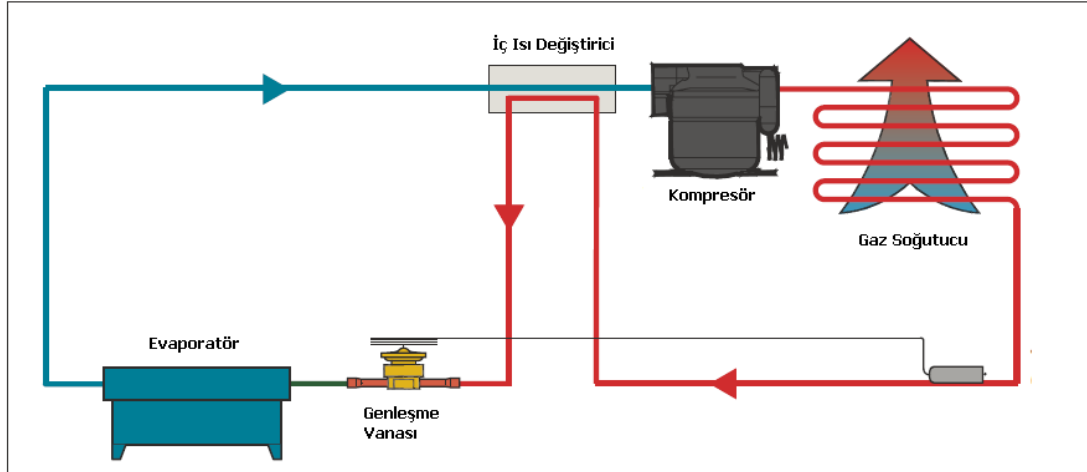
Şekil 7. Basit CO₂ Transkritik Çevrim [19]



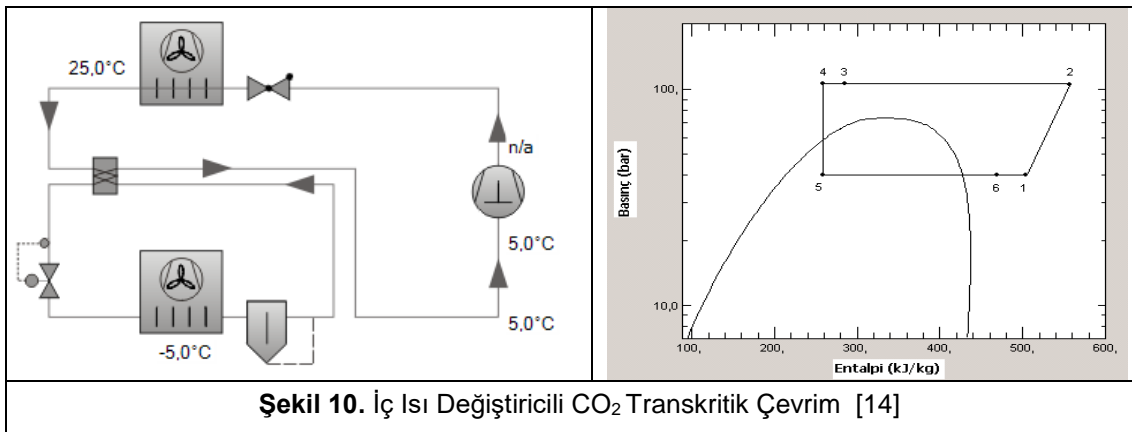
Şekil 8. CO₂ Transkritik Çevrim lnP - h Diyagramı [10]

3.2.1 Tek Kademeli İç Isı Değiştiricili Transkritik Çevrim

Transkritik sistemlerde etkenliği arttırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör sistemin EER değerini arttırmaya yönelik hem gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken hem de kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için akümülatör görevi görerek evaporatör çıkışında gaz olmasını garanti altına alır.[15]



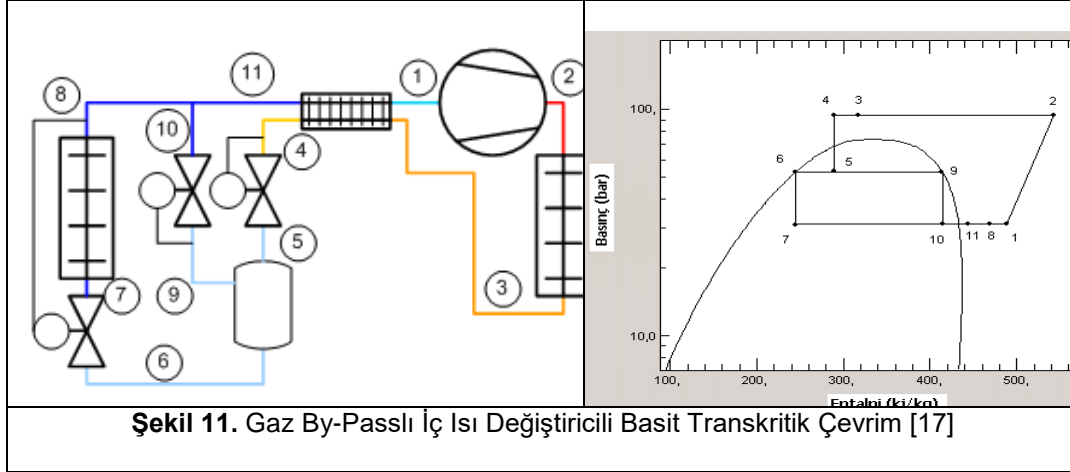
Şekil 9. İç Isı Değiştiricili CO₂ Transkritik Çevrim [10]



Şekil 10. İç Isı Değiştiricili CO₂ Transkritik Çevrim [14]

3.2.2 Gaz By-Passlı İç Isı Değiştiricili Basit Transkritik Çevrim

Transkritik sistemlerin verimliliğini arttırmak için, tasarımlar gaz by-passlı olarak da yapılmaktadır. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir genleşme vanası sisteme eklenir. Birinci genleşme işlemi gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra tekrar sıvı istenen buharlaşma sıcaklığına kadar kısılmış olur. Bu sistemlerde ikinci genleşmeden dolayı evaporatörün girişindeki kuruluk derecesi azaltılmış olur ve böylece sistemin EER değeri artar. Ara basınç kademesinde likit tankı kullanıldığından dolayı sistemin dış ortam ile bağlantısı azaltılmış olur. Sistemde dengeleme valfi bulunur. Bu valf, sıvı tankındaki basınç seviyesini kontrol eder. Dolayısıyla, genleşme vanası öncesi sıcaklık ve evaporatör giriş entalpisi kontrol edilmiş olur. [17]



Şekil 11. Gaz By-Passlı İç Isı Değiştiricili Basit Transkritik Çevrim [17]

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Gaz soğutucusunda çevreye izobarik (sabit basınçta) ısı geçişi
- 3-4 İç ısı değiştiricisinde soğuma
- 4-5 Genleşme valfinde sabit entalpide genişleme
- 5- Sıvı buhar ayırıcısında sıvı ve gaz fazının ayrışması
- 6-7 Genleşme valfinde sıvının sabit entalpide genişlemesi
- 7-8 Transkritik evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 9-10 Genleşme valfinde sabit entalpide genişleme
- 11-1 Isı Değiştiricisinde aşırı kızdırma

4. R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANININ DİĞER SİSTEMLER İLE VERİMLİLİK VE TASARIM YÖNÜNDEN KIYASLANMASI

4.1 Basınç Kaybı

Yüksek gaz yoğunluğundan dolayı emme hattındaki boru çapları geleneksel akışkanlara göre daha küçüktür. Bu durum, evaporatörün daha küçük(compact) ve emme hattı borularının geleneksel akışkanlara göre küçük çaplarda seçilmesini sağlamaktadır. Yüksek işletme basınçlarında çalışması, boru et kalınlığı seçiminde geleneksel akışkanlara göre dezavantaj yaratmaktadır. Tablo 4'te 1K'lik sıcaklık düşüşüne karşılık gelen basınç düşümü tablosu gösterilmektedir. [20]

Tablo 4. Doymuş sıcaklıkta 1K'lik bir değişiklik için Pa cinsinden basınç düşümü

	20°C	0°C	-20°C	-40°C	-50°C
R717	27,4	16,1	8,4	3,8	2,4
R22	25,4	16,2	9,5	4,9	3,3
R404A	29,8	19,2	11,4	6,0	4,1
R744 (CO ₂)	134,5	92,3	60,7	37,0	27,7

4.2 Bağlantı Çapları, Boyutlar ve Tasarım

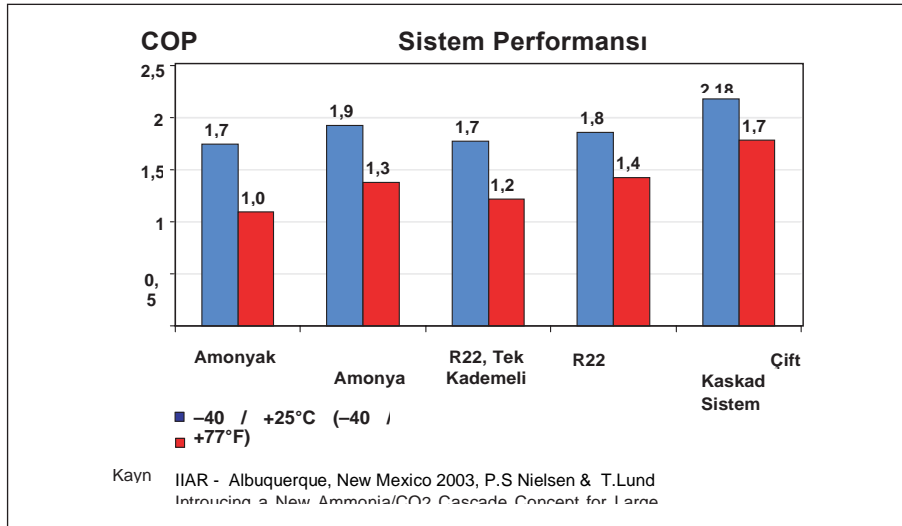
R744 (CO₂) kullanılan soğutma sistemlerinde seçilecek kompresör boyutları, R22 akışkanına göre yaklaşık 6-8 kat daha küçük boyutlardadır. R404 A, R717 and R744 için bazı sistem parametreleri Tablo 5'te gösterilmiştir.

Tablo 5. R404 A, R717 ve R744 için bazı sistem boyutlarının karşılaştırılması

Emme Hattı	Akışkan	R404A	R717	R744 CO ₂
	Kapasite		150 kW	150 kW
Hız		11,3 m/s	25,6 m/s	7,7 m/s
Çap		101,6 mm	72,6 mm	50,8 mm
Alan		8107,0 mm ²	4139,0 mm ²	2026,0 mm ²
Sıvı Hattı	Hız	0,6 m/s	0,3 m/s	1,1 m/s
	Çap	33,1 mm	25,4 mm	25,4 mm
	Alan	1140,0 mm ²	506,0 mm ²	506,0 mm ²

4.3 Verimlilik

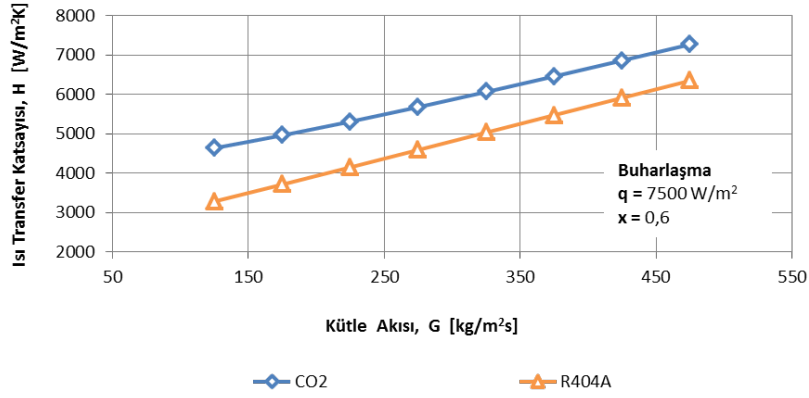
R744 soğutma sistemlerinin genel olarak orta ve düşük sıcaklıktaki ılıman ve soğuk iklim kuşaklarında daha verimli olduğu görülmüştür. Sıcak iklim koşullarına sahip bölgelerde kaskad sistemlerin kullanımı tavsiye edilmektedir [21]. Şekil 12'de farklı sistemlere ait COP değerleri gösterilmiştir.

**Şekil 12.** Farklı sistemlerin COP değerlerinin karşılaştırılması

4.4 Isı Transfer Katsayısı

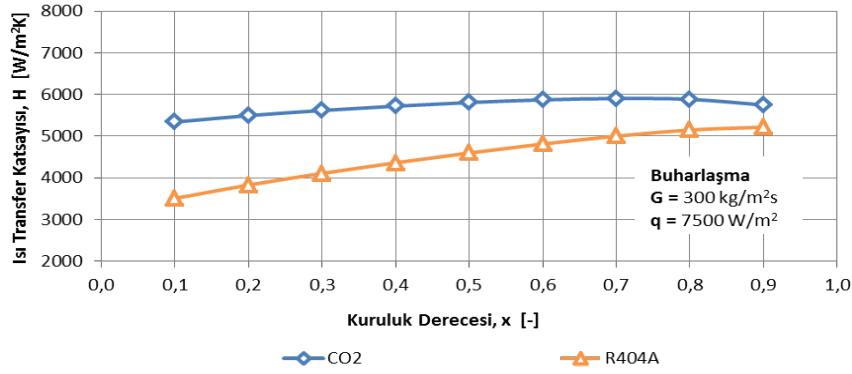
R744 (CO₂)'ün geleneksel soğutucu akışkanlara göre birçok avantajı bulunmaktadır. Farklı yönleriyle açıklanmaya çalışılan avantaj ve dezavantaj yaratan durumlar hesaplamalar ile de kıyaslanmıştır. Günümüzde yaygın olarak kullanılan R404A akışkanı ile R744 akışkanı aynı şartlar altında ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Hesaplamalar için FrtCoils® yazılımı kullanılmıştır. Karşılaştırma düz boruda yapılmıştır. Isı transfer katsayısı hesabı için Gungor ve Winterton [23] bağıntısı kullanılmıştır.

Şekil 13'te farklı kütle akılarına göre, R404A ve R744 ısı transfer katsayı değerleri görülmektedir. Hesaplamalarda, kuruluk derecesi ve ısı akısı değerleri sabit alınmıştır. Isı transfer katsayısı R744 akışkanının R404A akışkanına göre ortalama %24 daha yüksektir.



Şekil 13. Farklı kütle akılarında elde edilen ısı transfer katsayısı değerleri

Şekil 14'te farklı kuruluk derecelerinde R404A ve R744 ısı transfer katsayısı değerleri görülmektedir. Hesaplamalarda, kütle akısı ve ısı akısı değerleri sabit alınmıştır. ısı transfer katsayısı R744 akışkanının R404A akışkanına göre ortalama %31 daha yüksektir.



Şekil 14. Farklı kuruluk derecelerinde elde edilen ısı transfer katsayısı değerleri

5. BORU ÖZELLİKLERİNİN ISIL PERFORMANSA ETKİSİ

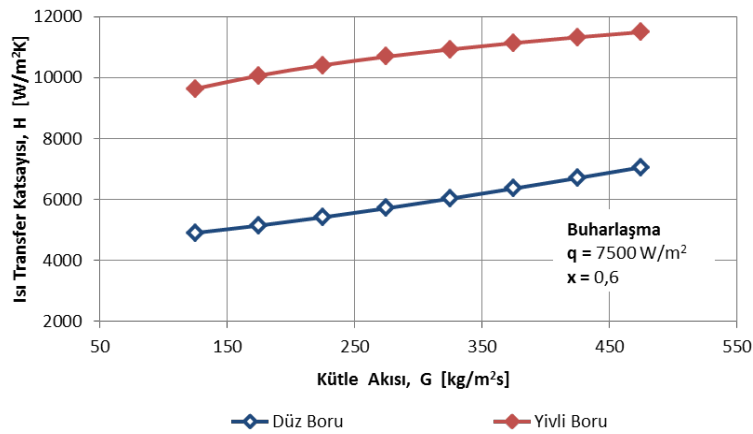
Aşağıdaki tabloda verilen boru özellikleri için teorik olarak aynı şartlar altında ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Literatürde yapılan araştırmalar sonucunda ısı transfer katsayısı hesabında düz boru için Gungor ve Winterton [23] bağıntısı, yivli boru için ise Cavallini [24] bağıntısı kullanılmıştır. Hesaplamalar için FrtCoils© yazılımı kullanılmıştır. FrtCoils© yazılımında bulunan buharlaştırıcı verilerinin hesabında, boru içi ısı transfer katsayısı hesabında düz boru ve yivli boru için belirtilen korelasyonlar kullanılmıştır.

5.1 Kütle Akısının Etkisi

Şekil 15'te farklı kütle akılarına göre, düz ve yivli boruya ait ısı transfer katsayısı değerleri görülmektedir. Hesaplamalarda, kuruluk derecesi ve ısı akısı değerleri sabit alınmıştır. Yivli borunun düz boruya göre ısı transfer katsayısı ortalama %82 daha yüksektir.

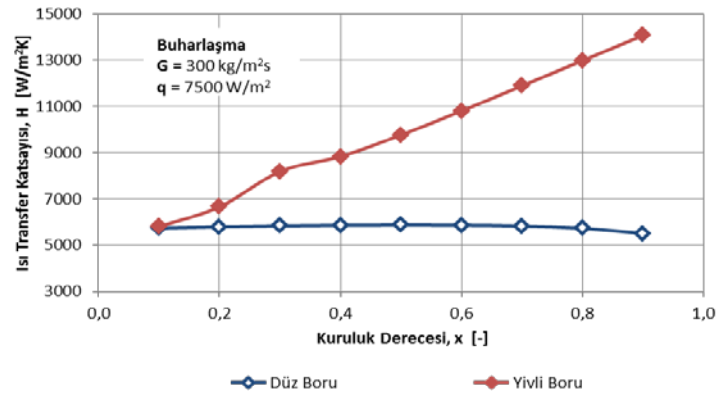
Tablo 6. Düz boru ve yivli boru özellikleri

Boru Özellikleri – Bakır Boru		
	Düz	Yivli
Kesit Görünümü		
İç Yüzey Görünümü		
Boru Malzemesi	Bakır	Bakır
Dış Çap [mm]	7,94	7,94
Boru Et Kalınlığı [mm]	0,35	0,28
Yiv Yüksekliği [mm]	-	0,18
Tepe Açısı [°]	-	42
Helis Açısı [°]	-	18
Yiv Sayısı [-]	-	50
Şişirme Sonrası Dış Çap [mm]	8,38	8,38

**Şekil 15.** Farklı kütle akılarında elde edilen ısı tansfer katsayısı değerleri

5.2 Kuruluk Derecesinin Etkisi

Şekil 16'da farklı kuruluk derecelerinde, düz ve yivli boruya ait ısı transfer katsayı değerleri görülmektedir. Hesaplamalarda, kütle akısı ve ısı akısı değerleri sabit alınmıştır. Yivli borunun düz boruya göre ısı transfer katsayısı ortalama %72 daha yüksektir.

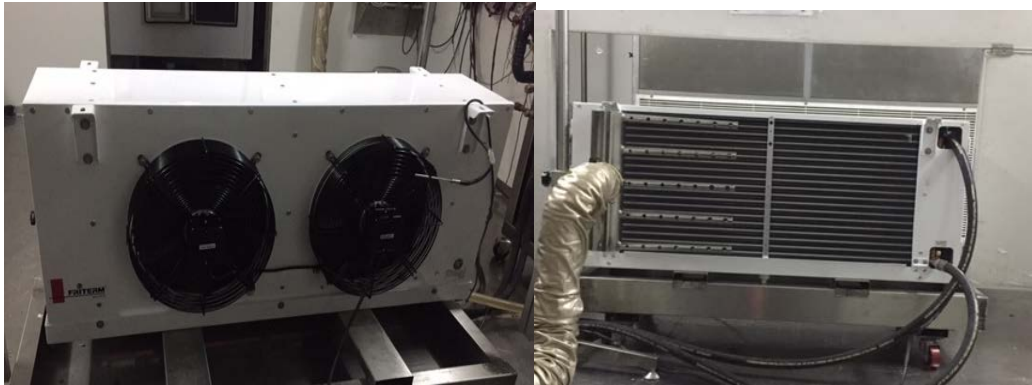


Şekil 16. Farklı kuruluk derecelerinde elde edilen ısı transfer katsayısı değerleri

6. TEST DÜZENEĞİ

6.1 Buharlaştırıcı Prototipleri

R744 (CO₂) akışkanı için kullanılan korelasyonları ve kapasite hesap metodolojisini doğrulamak için iki adet prototip üretilmiştir. Buharlaştırıcılar (evaporatörler) kasetli-fanlı (Şekil 17) ürünler olup özellikleri Tablo 7’de belirtilmiştir. İki prototipten biri düz boru, diğeri ise yivli boru kullanılarak üretilmiştir. Prototipler geometri, kaset yapısı, akış devre biçimi, fan özellikleri vb. özellikleri birbirinin aynı olacak şekilde üretilmiştir.



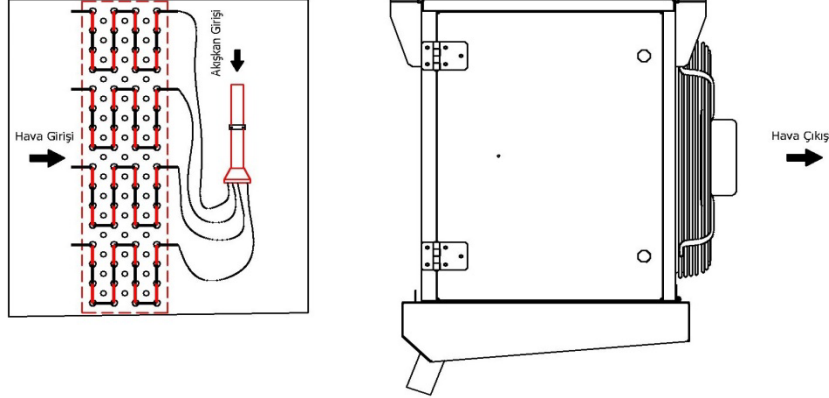
Şekil 17. Kasetli-fanlı buharlaştırıcı prototiplerinin deney düzeneğine montajı

Tablo 7. Test edilen buharlaştırıcı prototiplerinin özellikleri.

Prototip No	Boru Dizilimi	Boru Sayısı	Boru Tipi	Sıra Sayısı	Pass Sayısı	Lamel Uzunluğu [mm]	D _{dış} [mm]	F _p [mm]
1	Şaşırtmalı	20	Düz	6	20	1000	7,94	4
2			Yivli					

Kullanılan kanat malzemesi alüminyum olup kaburgalı (corrugated) forma sahiptir ve 0,12mm kalınlığındadır. Her iki prototipte bakır boru ve bakır kolektör kullanılmıştır. Prototip buharlaştırıcılar direkt genişmeli olarak üretilmiştir ve akışkan girişinde distribütör kullanılmıştır. Bakır borulara ait çap, boru et kalınlığı vb. özellikler Tablo 6’da gösterilmiştir.

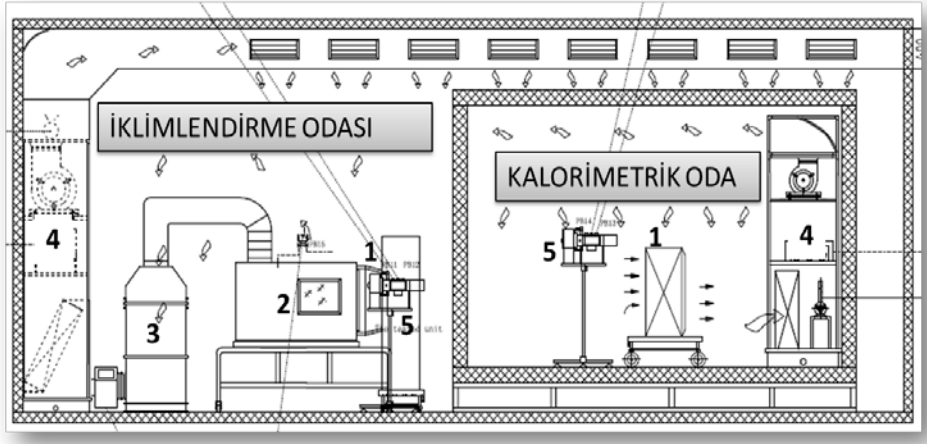
Ürünlerin devre modeli ve kaset yapısı Şekil 18’de şematik olarak gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın akış yönü akışa ters ve akışa çapraz olacak şekilde tasarım yapılmıştır.



Şekil 18. Prototip ürünlerin devre şeması ve kaset yapısı

6.2. Test Odası Özellikleri

Test laboratuvarı, iklimlendirme ve kalorimetrik oda şeklinde tanımlanan iki odadan oluşmaktadır (Şekil 19). Buharlaştırıcı testleri kalorimetrik odada yapılmıştır. Kalorimetrik oda “kasetli/fanlı” ürün (Şekil 17) test etmek amacı ile kullanılır ve Şekil 19’da 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 19’da gösterilmiştir.[22]



Şekil 19. Test Odası (1.Test Edilen Ürün, 2. Hava Alıcı Oda, 3. Hava Debisi Ölçüm Odası 4. Klima Santrali, 5. Hava Numune Alma Cihazı

Hava giriş koşulları “hava numune alma cihazı (air sampler)” (Şekil 19’te 5 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 19’da gösterilen 4 nolu bölmedeki soğutucu ve ısıtıcılar otomatik olarak devreye girmektedir. Bu sayede giriş havası istenilen sıcaklık ve bağıl nem değerine getirilmektedir. Hava giriş hacimsel debisi prototip üstünde bulunan fan ile sağlanmaktadır.[22]

Testlerde soğutucu akışkan olarak R744 kullanılmıştır. Laboratuvarında bulunan soğutucu akışkan hazırlama ünitesi sayesinde istenilen yoğuşma sıcaklığı ile kızgınlık ve aşırı soğutma dereceleri ayarlanmaktadır. Bu çalışmada “CSN EN 328” [20] standardına (Heat exchangers - Forced convection unit air coolers for refrigeration - Test procedures for establishing the performance) göre yapılmıştır.

6.3 Test Koşulları ve Sonuçların Karşılaştırılması

Test işlemi, -2,74°C evaporasyon sıcaklığında ve 24,9°C kondenzasyon sıcaklığında subkritik olarak yapılmıştır. Düz ve yivli borulu prototipler için aynı şartlarda test işlemi gerçekleştirilmiştir. Yapılan test işleminin koşulları Tablo 8’de gösterildiği gibidir.

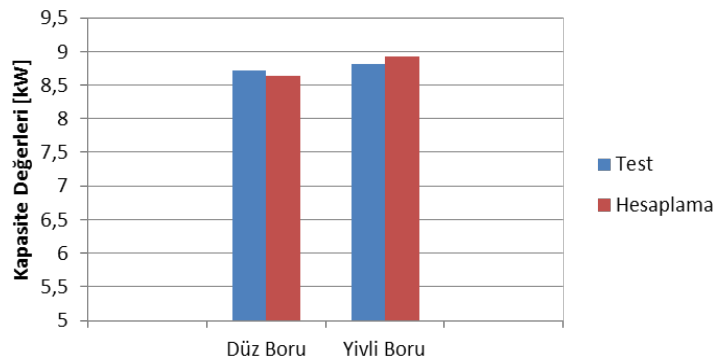
Tablo 8. Yapılan testlere ait koşullar

TEST KOŞULLARI						
Akışkan	Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	Hava Giriş Bağıl Nemi [%]	Evaporasyon Sıcaklığı [°C]	Kondenzasyon Sıcaklığı [°C]	Kızgınlık Derecesi [K]	Aşırı Soğutma Derecesi [K]
R744	5	34,3	-2,74	24,9	4,9	1

Testlerden elde edilen kapasite değerleri ve FrtCoils© programından elde edilen kapasite değerlerinin karşılaştırılması Tablo 9’da görülmektedir.

Tablo 9. Hesaplama sonuçları ile test sonuçlarının karşılaştırılması

Prototip	Kapasite - kW		Fark - %
	Hesaplama	Test	
-			-
Düz	8,64	8,72	%-0,92
Yivli	8,92	8,81	%1,25
Fark - %	%3,24	%1,03	-



Şekil 20. Test sonuçları ile hesaplamaların karşılaştırılmalı gösterimi

SONUÇ

Yapılan hesaplamalardan elde edilen veriler ile test işlemi arasında, düz boru kullanılan prototipte %-0,9 oranında, yivli boru kullanılan prototipte ise %1,25 oranında fark bulunmaktadır. Testlerden elde edilen sonuçlar yapılan hesaplamaları doğrulamaktadır. Kanatlı borulu R744(CO₂) akışkanlı ısı değiştiricilerde düz boru yerine yivli boru kullanımının kapasiteyi, hesaplamalara göre %3,24 test işlemlerine göre ise %1,03 oranından artırdığı görülmektedir.



Literatür araştırıldığında yivli boru hesaplamalarıyla ilgili çok fazla çalışma bulunmamaktadır. KAJI ve diğerlerinin yaptığı deneysel çalışmalarda [25], elde ettiğimiz deney ve hesaplama sonuçlarına benzer verilere ulaşılmaktadır. Test işlemi sırasında ortaya çıkan ve kapasiteyi etkileyen farklı faktörlerin olması sebebiyle ayrıntılı çalışmalar yapılacaktır. Kompresör yağının ve boru özelliklerinin(yiv yüksekliği, yiv sayısı vb.) kapasiteye etkisinin parametrik olarak incelenmesinin gerekliliği fark edilmiştir.

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

KAYNAKLAR

- [1] YALÇIN, A., Z., “Küresel Çevre Politikalarının Küresel Kamusal Mallar Perspektifinden Değerlendirilmesi”, Balıkesir Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, Cilt 12, Sayı 21, ss.288- 309, Haziran 2009
- [2] BULGURCU, H., KON, O., İLTEN, N., “Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri ile ilgili Yeni Yasal Düzenlemeler Ve Hedefler”, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2007
- [3] ÖZKOL, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, Nisan 1999, Ankara.
- [4] 2006 Ashrae handbook-refrigeration (SI)
- [5] PEARSON, A., “Carbon Dioxide New Uses for an Old Refrigerant”, 2005
- [6] http://www.unep.org/ozonaction/Portals/105/documents/7790-e-ODP_of_Refrigerants_Factsheet.pdf, United Nations Environment Programme (UNEP)
- [7] IIR 15th Informatory Note on Refrigerants, February 2000
- [8] Classification of Refrigerants, International Institute of Refrigeration, 2001
- [9] KIM, M.H., PETERSEN, J. ve BULLARD C.W., “Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems”, Progress in Energy and Combustion Science 30, 119–174, 2004
- [10] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, “Food Retail CO₂ Refrigeration Systems”
- [11] LEMMON, E. W., HUBER, M. L., MCLINDEN, M. O., NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division, 2007
- [12] DuPont - Cantaş Ağ ve Güneş Gaz Ltd. Şti. Mayıs 2010
- [13] EVANS, C. L., BOHN Group-Product Management, “CO₂ Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems”, September 2009
- [14] https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kp-120-6.pdf
- [15] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, CO₂ Refrigerant for Industrial Refrigeration,
- [16] ONBAŞIOĞLU, H., An Overview of Vapour Compression System Using Natural Refrigerant CO₂, İSKİD ACV&R Journal of Turkey, Vol:2, pp: 48-64, 2010



- [17] KASAP, F., ACÜL, H., CANBAZ, H., ERBİL, S., R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi – 13/16 NİSAN 2011/İZMİR
- [18] SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S., RAMGOPAL, M., Optimization of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications, International Journal of Refrigeration, 27, 2004.
- [19] EMERSON Refrigeration and Air Conditioning System, Guide for Subcritical and Transcritical CO₂ Applications
- [20] REULENS, W., FORNASIERI E., ZILIO, C., CECCHINATO, L., CORRADI, M., MINETTO, S., Natural Refrigerants CO₂, University of Padova, October 2009
- [21] CECCHINATO, L., CORRADI, M., "Transcritical Carbon Dioxide Small Commercial Cooling Applications Analysis", International Journal of Refrigeration, Vol: 34, 2011.
- [22] ÖZŞEN, M., ŞAHİN, N., "Kanatlı Borulu Yoğuşturucularda İki Fazlı Akış Bağınıtlarının Isıl Kapasite Hesabına Etkilerinin İncelenmesi", 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, NİSAN 2011/İZMİR
- [23] GUNGOR, K. E., WINTERTON, R. H. S., "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer", cilt 29, sayı 3, s.351-358, 1986
- [24] ZHANG, X., YUAN, X., "Heat Transfer Correlations for Evaporation of Refrigerant Mixtures Flowing Inside Horizontal Microfin Tubes, Energy Conversion and Management", sayı 49, s.3198-3204, 2008
- [25] KAJI, R., YOSHIOKA, s., FUJINO H., " The Effect of Inner Grooved Tubes on the Heat Transfer Performace of Air-Cooled Heat Exchangers for CO₂ Heat Pump System", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, July 16-19,2012/ Purdue

EK-1 HESAPLAMADA KULLANILAN BAĞINTILAR

Terimler

Bo	Kaynama sayısı, düz boru
Bo	Bond sayısı, yivli boru
d	İç çap, m
d _t	Diş dibi çapı, m
E	İyileştirme faktörü
f	Yiv yüksekliği
Fr	Froude sayısı
G	Kütlele akı, kg/m ² s
g	Yer çekimi ivmesi, m/s ²
h _{CV}	Taşınım ısı transfer katsayısı, W/m ² K
h _{FG}	Gizli ısı, J/kg
h _L	Sıvı ısı transfer katsayısı, W/m ² K
h _{NB}	Çekirdek kaynaması transfer katsayısı, W/m ² K
h _{POOL}	Havuz kaynama ısı transfer katsayısı, W/m ² K
h _{TP}	Çift fazlı ısı transfer katsayısı, W/m ² K
k _L	Sıvı ısı iletim katsayısı, W/m ² K
L	Boru uzunluğu, m
M	Moleküler ağırlık, kg/kmol
N _{groove}	Boru yiv sayısı
n _{opt}	Optimum yiv sayısı
Nu _{CV}	Taşınım için nusselt sayısı
P _r	İndirgenmiş basınç (basınç/kritik basınç)
Pr _L	Sıvı prandtl sayısı
q	Isı akısı, W/m ²
Re _L	Sıvı reynolds sayısı
R _x	Geometri iyileştirme faktörü
S	Supresyon faktörü

x	Kuruluk derecesi
X_{tt}	Martinelli sayısı
α	Yiv tepe açısı, derece
β	Helis açısı, derece
μ_L	Sıvı faz dinamik vizkosite, kg/ms
μ_V	Buhar fazı dinamik vizkosite, kg/ms
ρ_L	Sıvı fazı yoğunluğu, kg/m ³
ρ_V	Buhar fazı yoğunluğu, kg/m ³
σ	Yüzey gerilmesi, N/m

Isı Transfer Katsayısı Bağlıntıları

Düz boru kullanılan hesaplamalar için Gungor and Winterton [23] bağıntısı kullanılmıştır.

$$h_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \frac{k_L}{d}$$
$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86}$$
$$Bo = \frac{q}{h_{fg} \cdot G}$$
$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,1}$$
$$h_{POOL} = 55 \cdot Pr^{0,12} \cdot (-\log Pr)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{2/3}$$
$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 Re_L^{1,17}}$$
$$h_{TF} = E \cdot h_L + S \cdot h_{POOL}$$

Yivli boru ile yapılan hesaplamalar için Cavallini [24] bağıntısı kullanılmıştır.

$$h_{NB} = 55 \cdot Pr^{0,12} \cdot (-\log Pr)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{2/3} \cdot S \cdot F_1$$
$$S = A \cdot X_{tt}^B$$
$$h_{CV} = \frac{k_l}{d_t} \cdot Nu_{cvsmooth} \cdot R_x^D \cdot (Bo \cdot Fr)^F \cdot F_2 \cdot F_3$$
$$Nu_{cvsmooth} = \left[0,023 \cdot \left(\frac{G \cdot d_t}{\mu_l} \right)^{0,8} \cdot Pr_l^{1/3} \right] \cdot \left[(1-x) + 2,63 \cdot x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right]^{0,8}$$
$$Bo = \frac{g \cdot \rho_l \cdot f \cdot \pi \cdot d_t}{8 \cdot \sigma \cdot n_{groove}}$$
$$Fr = \frac{G^2}{\rho_g^2 \cdot g \cdot d_t}$$
$$R_x = \frac{2 \cdot f \cdot n_{groove} \cdot (1 - \sin(\alpha/2))}{\pi \cdot d_t \cdot \cos(\alpha/2)} + 1$$
$$R_x = \frac{\cos \beta}{\cos \beta}$$

$$F_1 = \left(\frac{0,01}{d_t}\right)^c$$

$$F_2 = \left(\frac{0,01}{d_t}\right)^v$$

$$F_3 = \left(\frac{100}{G}\right)^z$$

A	B	C	D	T	V	Z
1,36	0,36	0,38	2,14	-0,15	0,59	0,36

$$h_{TF} = h_{NB} + h_{CV}$$

ÖZGEÇMİŞ

Barış TÜRKKAN

1991 yılı Arguvan/Malatya doğumludur. 2010 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'ne başlamıştır. Lisans öğrenimini 2015 yılında tamamlamıştır. Friterm Termik Cihazlar A.Ş.' de Arge-Ürün Geliştirme Mühendisi olarak çalışmaktadır. Isı transferi ve ürün geliştirme üzerine çalışmaları devam etmektedir.

Akın ÇAĞLAYAN

1993 yılı Üsküdar/İstanbul doğumludur. Lise eğitimini, 2007-2011 yılları arasında, Maltepe Kadir Has Anadolu Lisesi'nde tamamlamıştır. 2011 yılında, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümüne başlamıştır ve 2015 yılında lisans öğrenimini tamamlamıştır. Lisans öğreniminin ardından Friterm Termik Cihazlar A.Ş.' de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Isı transferi konuları üzerine çalışmalarını devam ettirmektedir.

Hüseyin ONBAŞIOĞLU

1990 yılında, İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezuniyeti ardından, 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında da doktora derecelerini almış; ardından 1999 yılında A.B.D. Urbana-Champaign kentinde, University of Illinois bünyesindeki ACRC Laboratuvarlarında 9 ay süre ile misafir araştırmacı statüsünde post-doktora çalışması yapmıştır.

Onbaşıoğlu, 1992 yılında, İTÜ Makine Fakültesinde akademisyen olarak başladığı iş hayatına, 2002-2010 yılları arasında Panel Sistem Soğutma Sanayi firmasında Ar-Ge Müdürü pozisyonunda devam etmiştir. Mühendislik alanındaki değişik konularda İstanbul, İzmir, Bursa, Carsege-Fransa, Pforzheim-Almanya, Contanza-Romanya, Nürnberg-Almanya, Hannover-Almanya kentlerinde birçok seminer, eğitim ve çalışmalara katılmıştır.

Isıtma, soğutma, güneş enerjisi sistemleri, v.b. konularda yurtdışı ve yurtiçi dergilerde 10'u aşkın yayın, makale ve bildirileri bulunan ONBAŞIOĞLU, Eylül 2010 Aralık 2014 tarihlerinde İZODER- Isı Su ses Yangın Yalıtımcıları Derneği bünyesinde Proje Yöneticisi olarak, birçok yurtiçi ve AB destekli proje yürütmüş, ortak olarak görev almıştır. Ocak 2015 tarihinde FRİTERM A.Ş.'de Ar-Ge Bölüm Müdürü olarak göreve başlayan ONBAŞIOĞLU halen bu görevine devam etmektedir. Yabancı dil olarak çok iyi derecede İngilizce bilmektedir.