



**Bu bir MMO  
yayıdır**

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

## **ALTERNATİF SOĞUTKANLI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE GÜNCEL GELİŞMELER**

**İLAYDA YILMAZ  
SELİN ÇEKİN  
HİLMİ CENK BAYRAKÇI  
ARIF EMRE ÖZGÜR  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ**



# ALTERNATİF SOĞUTKANLI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE GÜNCEL GELİŞMELER

*Cascade Refrigeration Cycles with Alternative Refrigerants and Actual Developments*

İlayda YILMAZ  
Selin ÇEKİN  
Hilmi Cenk BAYRAKÇI  
Arif Emre ÖZGÜR

## ÖZET

Bu çalışmada kaskad soğutma çevrimleri ile ilgili güncel bir literatür taraması yapılmakta ve kaskad soğutma çevrimleriyle ilgili güncel gelişmeler ve son uygulamalar incelenmektedir. Özellikle çok düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyulan endüstriyel uygulamalarda kaskad soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Yapılan bu çalışmada kaskad soğutma çevrimleriyle ilgili yeni çalışmaların incelenmesi amaçlanmakta ve bu doğrultuda kaskad soğutma çevrimi uygulamalarında yeni uygulamalar, kullanılan güncel akışkanlar, bu akışkanların sistem verimi ve çevreye olan etkileri incelenmektedir. İncelenen çalışmalara bakılarak kaskad soğutma çevrimleriyle ilgili geleceğe yönelik yaklaşımlara da yer verilmektedir. GWP ve ODP değerleri düşük olan alternatif akışkanların kullanıldığı çalışmalar da incelenmekte ve bu çalışmalarda elde edilen sonuçlara makalede yer verilmektedir. Sonuç olarak bu çalışmada dikkate alınan tüm makalelerden elde edilen veriler ve bilgiler toparlanmakta, bu bilgilerin endüstriyel uygulamalar için yeni fikirler vermesi, akademik çalışmalar için ise kısa ve güncel bir literatür taraması içeren bir kaynak olması amaçlanmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Kaskad Soğutma Çevrimi, GWP, ODP, Enerji

## ABSTRACT

In this study, an actual literature review was made about cascade refrigeration cycles and it was investigated actual developments and ultimate applications. Cascade refrigeration cycles were used industrial applications that need especially the lowest temperatures. In this study, it was purposed that to investigate new studies about cascade refrigeration systems and new applications, actual refrigerants used in this systems, systems efficiency and effects on the environment was investigated accordingly. Reference to the studies examined, approaches for the future about cascade refrigeration were given in this study. Studies used alternative refrigerants which have low GWP and ODP were also investigated and results of these studies were given too. As a result, in this study data and information were collected from all papers under consideration, it was purposed this paper was an actual guide consist of literature review for academic studies and give new ideas for industrial applications.

**Key Words:** Cascade Refrigeration Cycle, GWP, ODP, Energy.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde, küresel ısınma ve çevre kirliliği sorunları, ekonomistler ve çevreciler arasında büyük endişeler oluşturmaya başlamıştır. Fosil yakıtların tüketimi ile CO<sub>2</sub> emisyonları küresel ölçekte sorunlara neden olarak kabul edilmektedir [1][2]. Bu, birçok ülkede, özellikle gelişmiş ülkelerde, yenilenebilir enerji ve enerji verimliliği önlemleri uygulanarak fosil yakıtların kullanımının azaltılmasına yönelik tedbirlerin uygulanmasına başlanmıştır [3]. Soğutma uygulamaları çerçevesinden bakıldığında da çeşitli Dünya ülkelerinde endüstriyel düzeyde büyük uygulamalar için önemli tedbirler alındığı ve bu konuda çalışmaların devam ettiği görülmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda dünya genelinde sıklıkla kaskad soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Bu durumda bu sistemlerin çevreye olan etkilerinin önemini arttırmaktadır. Kaskad soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların çevreye olan zararlı etkileri azaltılmak istenmekte ve kullanılan yeni akışkanlarında sistem performansına etkileri için çalışmalar yapılmaktadır. Soğutucu akışkanlar değerlendirilirken; GWP (Global Warming Potential) bir akışkanın küresel ısıtma potansiyelini GWP değeri 1 olan karbondioksiti referans alarak değerlendiren ifadedir. ODP(Ozone Depletion Potential) bir akışkanın ozon tabakasına zarar verme riskini ODP değeri 1 olan R11 molekülünü referans alarak değerlendiren ifadedir. CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) akışkanların genel olarak ozon tabakasına zarar verdikleri ve küresel ısınmaya neden oldukları bilinmektedir. Hatta bu gruptaki bazı soğutucu akışkanlar yasaklanırken bazı soğutucu akışkanlarında kullanımı azaltılmıştır[4].

Dünya ülkeleri arasında da zararlı soğutucu akışkanların kullanımını azaltabilmek yada tamamen sona erdirebilmek amacıyla anlaşmalar, protokoller gibi katılan ülkeleri bağlayıcı ve sınırlandırıcı uygulamalar dikkat çekmektedir. Kopenhag protokolü (1987), CFC türü akışkanların üretim ve kullanımı ile ilgili tedbirler almak ile ilgilidir. Montreal Protokolü (1988), Avrupa Birliği'ne üye ülkeler arasında yapılmıştır ve yürürlüğe konarak kanunlaştırılmıştır. CFC akışkanların kullanımını tamamen yasaklamıştır, HCFC akışkanların kullanımını bir süre kısıtlamıştır ardından 2015 yılında da tamamen yasaklamıştır. Kyoto Protokolü (1997), Japonya'nın Kyoto kentinde 161 ülkeden 2200 delegenin katılımıyla gerçekleştirilmiştir. 38 gelişmiş ülkeden sera gazı emisyonlarını 2008-2012 yılları arasında 1900 yıllarındaki seviyesinden %5.2 oranında azaltılması istenmektedir. Daha sonra bu süre 2020 yılına kadar uzatılmıştır. F-gaz yönetmeliği ise Kyoto Protokolüne bağlı olarak florlu gazların neden olduğu sera gazı emisyonlarını düşürebilmek amaçlanarak yapılmıştır. Bu konuda en güncel uygulama olan F-gaz yönetmeliğine çalışmamızın devamında ayrı bir madde olarak değinilmektedir. Ancak kısaca bahsetmek gerekirse bu yönetmelikle; belli miktarlarda soğutucu akışkan olan sistemlerde periyodik olarak kaçak kontrollerinin yapılması, geri kazanım ve iyileştirme, servis elemanlarının ve işleticilerinin eğitimi ve belgelendirilmesi, soğutucu akışkan tanklarının kullanım kontrolü ve etiketlenmesini kapsamaktadır. Bu anlaşma ve protokollerin etkisiyle Avrupa'da büyük tesisler ve marketlerde önlemler alınmaya başlanmış, alternatif akışkanların kullanımı yaygınlaşmıştır[4]. Belirtildiği gibi, bu gelişmekte olan ülkelerin çoğu Kyoto Protokolü taahhütlerini yerine getirmiştir ve CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltmıştır[3]. Soğutma uygulamalarında da bu davranışlarını devam ettirmişler ve alternatif akışkanlar ve çevreci uygulamalara destek vermişlerdir.

2013 verilerine göre Avrupa'daki marketlerde 1639 tane CO<sub>2</sub>/HFC kaskad soğutma sistemleri kullanılmaktadır. CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad soğutma çevrimi uygulamalarında Almanya 314 tane ile önde gelmekteyken, İsviçre'de 243 tane CO<sub>2</sub>/HFC ve 4 tane CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> akışkan çiftini soğutucu akışkan olarak kullanan kaskad soğutma çevrimi bulunmaktadır. Hollanda'da 242 süpermarket ve İtalya'da 199 süpermarket CO<sub>2</sub>/HFC soğutucu akışkan çiftini kullanan kaskad soğutma çevrimi düzeneği kurmuşlardır. Dünya'da ise bu sayı 2020 adet CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad soğutma çevrimine yükselmektedir. Bu verilerin 2013 yılına ait olduğu düşünülürse günümüzde bu uygulamaların daha çok arttığı ve önem kazandığı görülmektedir [5].

Soğutucu akışkanların yüksek GWP ve ODP değerlerine bağlı olarak uluslararası protokollerle kullanılmalarının azaltılmak zorunda olması, birçok soğutucu akışkanın kullanımının yasaklanması veya kısıtlanması nedeniyle güncel uygulamalar için alternatif akışkanlar araştırılmaktadır. Bu alternatif akışkanları gruplandırırsak birinci grupta doğal akışkanlar, ikinci grupta doğal soğutucu akışkanlar ile dimetil eter ve HFC akışkanların farklı oranlarında karışımlarından oluşturulan yeni karışımlar ve üçüncü olarak da R-1234yf ve R-1234ze gibi yeni soğutucu akışkanlar olduğunu söyleyebiliriz [4].

Kaskad soğutma çevrimlerinde düşük GWP ve ODP değerlerine sahip akışkanların kullanılmak istenmesi, bu akışkanların kullanımının sistem performansı, sistem ekipmanlarına etkileri ve çevreye olan etkilerini görebilmek amacıyla akademik düzeyde de çalışmalar yapılmaktadır. Bu makalede amaç kaskad soğutma çevrimlerinde alternatif akışkanların kullanılması ve güncel uygulamaların bulunduğu çalışmaların incelenerek, güncel bir literatür özeti sunmaktır. Literatür özetinden önce bu konudaki önemli bir düzenleme olan F-gaz yönetmeliğinden kısaca bahsedilecektir.

## 2. F- GAZ YÖNETMELİĞİ

Yönetmelik, AB No 517/2014 ([6] yaygın F-Gaz Yönetmeliği olarak da bilinir), Avrupa'da soğutma uygulamalarında yüksek GWP değeri olan florlu soğutucu akışkanların azaltmak için ileriye doğru bir adım atmıştır. Ana hedefleri: HFC gazlarının tutulması, kullanılması, iyileştirilmesi ve tahrip edilmesi ile ilgili kuralların oluşturulması, HFC ile pazara girme koşulları, bazı uygulamalarda yüksek GWP florlu gazların kullanımına getirilen kısıtlamalar ve piyasaya sürülen HFC miktarına sınırlar getirilmesidir. Kısıtlamalar soğutmanın tüm sektörlerini etkilemektedir ancak en çok etkilenen merkezi soğutma, özellikle süpermarket soğutma sistemleridir. Avrupa'da bu sistemlerin çoğu hala sırasıyla 3945 ve 1301 arasında GWP sahip HFC404A ve HFC134a kullanarak direkt genleşme sistemleri ile faaliyet gösteren sistemler kullanılmaktadır. [7],[8]. Yönetmelik, 31/12/2021 tarihinden itibaren 40 kW veya daha fazla nominal kapasiteye sahip çok bölmeli merkezi soğutma sistemlerinde, GWP değeri 150'nin üzerinde olan florlu soğutucu akışkanların kullanılmasına yasak getirmiştir. Bu kısıtlamayla, büyük merkezi soğutma sistemlerde HFC404A ve HFC134a kullanımının sona erdiği anlamına gelmektedir. Bununla birlikte, kademeli sistemlerin birincil devresi için bir istisna kabul edilmiştir; Kademeli sistemlerdeki birincil devrede GWP 1500'e kadar olan soğutucular kullanılabilir. Bu sistem dolaylı kaskad sistem olarak bilinir. Buna göre dolaylı kaskad sistem yalnızca düşük sıcaklık döngüsünü yoğunlaştırır, ancak uygulamanın soğutma aygıtlarına (dolaplar) soğutucu sağlamaz. Süpermarket soğutma sistemlerinde, soğutma ihtiyaçları genellikle iki sıcaklıkta (taze yiyecekler için yaklaşık 0 °C ve dondurulmuş gıda için yaklaşık -20 °C) bulunur ve F-Gaz düzenlemesini gerçekleştirmek için farklı soğutma çözümleri üretmektedir. Bunların arasında en çok düşünülenler şunlardır:

- CO<sub>2</sub> enerji performansını artırmak için ejektör, paralel sıkıştırma veya mekanik alt soğutma sistemleri transkritik hidrofor sistemleri.
- CO<sub>2</sub> kullanarak doğrudan kaskad sistemleri yüksek sıcaklık döngüsü için GWP <150 gibi düşük sıcaklık soğutucu ve soğutucular.
- CO<sub>2</sub> ile dolaylı kaskad sistemleri sekonder orta sıcaklıkta (pompalanan CO<sub>2</sub> döngüler ile düşük sıcaklık yüksek sıcaklık döngüsü için GWP ile) ve soğutucular GWP<1500 için.

## 3.KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİ İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Kaskad soğutma sistemlerinde çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılarak çalışmalar yapılmıştır. Metin içerisinde incelenen çalışmalar kronolojik olarak sıralanmıştır. Bu çalışmalara bakıldığında; kaskad soğutma sistemleri genellikle tek kademeli ve çok kademeli sistemlerin yetersiz olduğu endüstriyel ve ticari uygulamalarda düşük sıcaklıkta soğutma gereksinimini karşılamak için kullanılmaktadır. Yüksek sıcaklık çevrimi (HTC) yoğunlaştırma işlemi sırasında düşük sıcaklık çevrimi (LTC) tarafından yayımlanan enerjiyi absorbe etmek için kullanılır. Kaskad soğutma sisteminde iki döngü vardır [9]. Kaskad soğutma sisteminde -30° C ile -55° C düşük sıcaklıkta soğutma ihtiyacı aralığında çalışmaktadır [10]. Soğutucu akışkan çiftleri üzerine yapılan diğer araştırmalara bakıldığında yüksek sıcaklıklara çıkarıldığında ( 0° C - 60° C) performansı arttırdığı gözlemlenmektedir. Kaskad soğutma çevriminde yüksek sıcaklık çevrimi (HTC) 0° C – 60 °C arasında değişen bir normal kaynama noktasına sahip bir ara sıcaklıkta soğutucu akışkan olarak R404A [11] , R290, R717, R1270 propylene, R12, R134A ve R410a kullanılabilir. R23, karbon dioksit (R744) ve NO<sub>2</sub> gibi düşük sıcaklıkta soğutkanların normal kaynama noktaları genellikle 70 °C 'nin altındadır. Örneğin,

Bhattacharyya, yaygın olarak kullanılan bir LTC soğutucu olan CO<sub>2</sub> (R744), NO<sub>2</sub> / CO<sub>2</sub> kaskad soğutma çevriminde HTC soğutucu olarak kabul etmiştir. Literatüre göre, LTC' de kullanılan yaygın soğutucu akışkanlar R23, R744 ve N<sub>2</sub>O' dur. R23, düşük sıcaklıkta soğutma gereksinimleri için CFC soğutucu R13'ü değiştirmeyi hedefleyen, kaskad soğutma çevrimlerinde popüler bir LTC soğutucu akışkan olarak kabul edilmiştir [12].

R23 / R152a, R23 / R290, R23 / R507, R23 / R234a, R23 / R717, R23 / R404A dahil olmak üzere farklı soğutucu akışkan çiftleri benimseyen bir kaskad soğutma çevrimin enerji ve geri dönüşümsüz analizi ile ilgili çalışma yapmıştır. Sonuçlara bakıldığında, R23 / R404A'nın R23 / R507 için yedek bir çift olarak kullanılabilirliğini göstermektedir. Kaskad soğutma çevrimlerinde LTC soğutucu maddeler olarak, birkaç doğal soğutucu (örneğin karbondioksit [R744] ve azot oksit [N<sub>2</sub>O]) kullanılmıştır. Bu doğal soğutucular sıfır ODP'ye sahip ve bunların çoğu ihmal edilebilir GWP'ye sahip olduğu gözlemlenmiştir[9]. Tablo 1' de incelenen makalelerde görülen alternatif soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri verilmiştir.

**Tablo 1:** Alternatif Soğutucu Akışkanların Fiziksel Özellikleri

Soğutucu Akışkanlar	Kritik Basınç (kPa)	Kritik Sıcaklık (°C)	ODP	GWP
R1270	4664.6	92.420	0	3
R290	4247.1	96.675	0	20
R600	3796.0	151.975	0	20
R600a	3640.0	134.667	0	20
R717	11333	132.25	0	0
R12	4114.1	112.017	0.82	10720
R22	4988.5	96.130	0.05	1780
R134a	4059.0	101.030	0.000015	1410
R23	4800	25.6	0	12000
R410A	4925	72.4	0	1725
R407C	4634	87.05	0	1520
R404A	3734.9	73.12	0	3943
R477	7370	31.1	0	1
R152A	4520	113.3	0	150
R507	3790	70.9	0	3300
R1234yf	3380	94.7	0	4

Lee vd. (2006), COP'yi en yükseğe çıkarmak ve sistemin ekserji tahribatını en aza indirmek için kademeli eşanjörün optimal yoğunlaşma sıcaklığını belirlemek için termodinamik olarak bir CO<sub>2</sub> /NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemi değerlendirmiştir [13].

Dinçer vd. (2010), yapmış olduğu çalışmada CO<sub>2</sub> kullanımı ile ilgili bilgilere bakıldığında; Düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon tüketme potansiyeli (ODP) olmadığından, soğutma döngülerinde CO<sub>2</sub>'nin bir çalışma sıvısı olarak kullanımı son yıllarda önemli ölçüde artmıştır. Aynı zamanda yanıcı değildir, ucuzdur ve doğada bol miktarda bulunur. Dahası, CO<sub>2</sub> (R744), dondurulmuş gıdaların depolanması ve hızlı dondurma sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında bir soğutucu olarak kullanım avantajlarına sahiptir. Soğutma çevrimlerinde bir çalışma sıvısı olarak CO<sub>2</sub>'nin bu avantajlarına rağmen, tek aşamalı bir soğutma devresinde karbon dioksiti çalışma sıvısı olarak kullanmak, buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcı arasındaki yüksek basınç farkından dolayı normalde ekonomik değildir. Soğutucu olarak CO<sub>2</sub> kullanan tek kademeli soğutma sistemlerinde kritik koşullara yakın yüksek bir basınç oranı ve yoğunlaşma, HFC soğutucu ile çalışan soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldığında düşük bir performans katsayısına (COP) yol açar [14].

Rezayan vd. (2011), çevresel analizi dikkate almadan basit bir CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemi için termoeconomik bir optimizasyon sunmuştur. Ortam sıcaklığı, soğutma kapasitesi ve soğuk alan sıcaklığı kısıtlar olduğunda tasarım parametrelerinin sistemin toplam yıllık maliyeti üzerindeki etkisini araştırmışlardır [10].

Silva vd. (2012), makalelerinde süpermarket uygulamalarında kullanılan 3 farklı sistemin enerji verimliliği ve bu sistemlerin iklim üzerine etkisi üzerine çalışmaktadırlar. İncelenen sistemlerden birincisi CO<sub>2</sub>-R404A soğutucu akışkan çiftiyle çalışan kaskad soğutma sistemi, ikincisi R404A akışkan ile çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ve üçüncüsü R22 akışkan ile çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemidir. CO<sub>2</sub>-R404A kaskad soğutma sisteminde CO<sub>2</sub> subkritik olarak incelenmektedir. Analiz sonuçlarının karşılaştırılmasıyla CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad soğutma çevrimi yüksek performans göstermekte ve çevresel etkileri bakımından da çevre dostu olduğu gözlemlenmektedir. Karbondioksitin soğutma sistemlerinde kullanılmasının pek çok avantajı olduğu belirtilmektedir. Diğer iki sistemle karşılaştırıldığında, CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad çevriminin elektrik enerjisi tüketimini %24-%13 arasında azalttığı, düşük sıkıştırma oranı ile CO<sub>2</sub> kompresörünün ömrü uzadığı görülmüştür. CO<sub>2</sub> akışkanının ucuz olması, yüksek entalpi ve yüksek soğutma kapasitesi, düşük GWP değeriyle daha az karbon vergisi, CO<sub>2</sub> akışkan için daha küçük kompresör kullanılması şeklinde CO<sub>2</sub> kullanılan sistemin üstünlükleri sıralanmaktadır [15].

Mumanachit vd.(2012), makalelerinde düşük sıcaklık uygulamalarında (-40°C altında) amonyaklı iki aşamalı soğutma çevrimi ile amonyak-karbondioksit kullanılan kaskad soğutma çevrimini enerji performansı ve ekonomik yönden incelemektedirler. Enerji performansı ve ekonomik yönden bakıldığında kaskad soğutma çevriminin daha iyi olduğu sonucuna varılmaktadır [16].

Cimsit vd. (2012), sıkıştırma-soğurma kaskadlı soğutma çevrimlerinde farklı akışkanların uygulanması üzerine bir parametrik çalışma yapmıştır. Absorpsiyon bölümünde LiBr- H<sub>2</sub>O ve H<sub>2</sub>O - NH<sub>3</sub>'ü sıvı çiftleri olarak, kaskad döngüsünün buhar sıkıştırma bölümünde kullanılan soğutucu R134a, R-410A ve NH<sub>3</sub>'ü düşünülmüştür. Sonuçlara bakıldığında emilim bölümü için LiBr- H<sub>2</sub>O çifti kullanıldığında, kademeli soğutma çevriminin termal enerji tüketiminin% 35 oranında azaltılabileceğini ve ayrıca genel performans katsayısının (COPcyclegen) NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çifti ile karşılaştırıldığında % 33 oranında iyileştirilebileceğini gösterdi [17].

Messineo (2012), bu makalede amonyak-karbondioksit kullanılan kaskad soğutma sistemini incelenmektedir. Kaskad soğutma sisteminin yüksek sıcaklıktaki çevriminde soğutucu akışkan olarak amonyak (NH<sub>3</sub>), düşük sıcaklık çevriminde karbondioksit (CO<sub>2</sub>) kullanılmaktadır. Sistemin çalışma parametreleri yoğunlaşma, buharlaşma, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları dikkate alınarak belirlenmektedir. Elde edilen COP diyagramları karşılaştırılarak sistemin en uygun çalışma parametreleri bulunmuştur. Daha sonra elde edilen en uygun çevrim koşullarında R744-R717 kaskad soğutma çevriminin değerleri, sentetik bir soğutucu akışkan olan R404A akışkanının kullanıldığı iki kademeli soğutma sisteminin değerleriyle karşılaştırılmaktadır. Sonuç olarak düşük buharlaşma sıcaklıklarında (-30 °C/ -50 °C) amonyak-karbondioksit kullanılan çevrimin, R404A kullanılan çevrime alternatif olabileceği görülmektedir. İki sistem içinde aynı çalışma koşulları altında performansları açısından benzer sonuçlar elde edilmektedir. Amonyak ve karbondioksitin GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerlerinin sıfır ve R404A akışkanının GWP değerinin 3700 olduğu da dikkate alındığında, kaskad soğutma sisteminde amonyak-karbondioksit çiftinin kullanımı, R404A akışkanının kullanımına göre enerji, güvenlik ve çevresel sebepler nedeniyle daha uygun görülmektedir [18].

Jain vd. (2013), makalelerinde buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu kaskad soğutma çevriminin termodinamik modelini çalışmaktadırlar. Tasarım kapasitesi 66.67 kW olan bir sistem birinci ve ikinci yasa analizine dayanarak yapılmaktadır. Aynı zamanda sistem verileri bağımsız bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile karşılaştırılmaktadır. Sonuç olarak buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu kaskad soğutma çevriminin elektrik tüketiminin buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre önemli ölçüde azaldığı görülmektedir ve bu azalma sebebiyle COP değeri de artmaktadır. Sistemde kullanılan aşırı soğutmanın sistemin performansını arttırdığı ancak aşırı kızdırmanın sistem performansını olumsuz etkilediği görülmektedir. Kaskad ısı eşanjöründeki sıcaklık farkı ne kadar artarsa, sistemin COP değeri de buna bağlı olarak azalmaktadır. Daha düşük sıcaklık farkı için ise ısı eşanjörünün boyutları ve masrafı artmaktadır. Önerilen ve analizi yapılan buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu kaskad soğutma çevriminin ilk kurulum maliyeti yüksektir ancak geri ödeme süresinin kısa olması sebebiyle ticari

açından çevrim uygun görülmektedir. Aynı zamanda sistemde R22 akışkanına alternatif olarak kullanılabilir çevre dostu R410A, R407C ve R134A gibi akışkanlar denenmiş ve bu akışkanların performanslarının neredeyse R22 akışkanı ile aynı olduğu sonucuna varılmaktadır [19].

Aminyavari vd. (2014), makalelerinde CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> kaskad soğutma sisteminin enerji, ekserji ve çevresel analizini yapmaktadırlar. Ayrıca çevrimin optimum tasarım parametrelerini belirlemek için çalışma yapılmıştır. Ekserji analizi yapılırken tüm sistem elemanlarının 30 kW, 50kW ve 70 kW soğutma yükleri altında ekserji değişimlerine bakılmaktadır. Optimum tasarım elde edildiğinde soğutma kapasitesi değişiminin ekserji yıkımı üzerindeki etkisi de incelenmektedir. Çevrim modeli geliştirilirken genetik algoritma tekniği kullanılmaktadır. Optimizasyon sonucunda 50 kW soğutma kapasitesine sahip seçilen tasarımın ekserji verimi %45.89, sistemin yıllık toplam maliyeti 277.070 \$ olduğu belirtilmektedir [20].

Dokandari vd. (2014), makalelerinde amonyak ve karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı kaskad soğutma çevriminde ejektör kullanımının sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmaktadırlar. Sistem analizinde geleneksel kaskad soğutma çevrimi ve ejektörlü kaskad soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Her iki soğutma çevriminde de yüksek sıcaklık çevrimi için amonyak, düşük sıcaklık çevrimi için karbondioksit kullanılmaktadır. İki sistem içinde termodinamiğin 1. ve 2. yasasına göre analizler yapılmıştır. Makalede 3 tasarım parametresinin etkisi üzerinde özellikle çalışılmaktadır. Bunlar kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkıdır. Sonuç olarak maksimum COP değeri ejektörlü sistemde diğer sisteme göre yaklaşık %7 oranında artmaktadır. Ekserji yıkımı da ejektörlü sistemde yaklaşık %8 oranında azalmaktadır. 2. yasa verimi ejektör kullanılan sistemlerde geleneksel kaskad soğutma çevrimine göre yaklaşık %5 oranında artmaktadır [21].

Dubey vd. (2014), çalışmalarında doğal soğutucu akışkan propileni ve karbondioksiti transkritik olarak kullandıkları kaskad soğutma çevrimini analiz etmektedirler. Transkritik kaskad soğutma çevriminde düşük sıcaklık çevriminde propilen, yüksek sıcaklık çevriminde karbondioksit kullanılmaktadır. Çevrim performansı aynı zamanda subkritik kaskad çevrimi ve N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> transkritik kaskad çevrimiyle de kıyaslanmaktadır. Bu çalışmada sonuç olarak transkritik kaskad çevriminde propilen akışkanının kullanımı görülmektedir. Karbondioksit-Propilen transkritik kaskad çevrimi subkritik kaskad çevriminden daha iyi bir performans göstermektedir. Yine CO<sub>2</sub>-propilen transkritik kaskad çevrimi COP açısından N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> transkritik kaskad çevriminden daha iyidir [22].

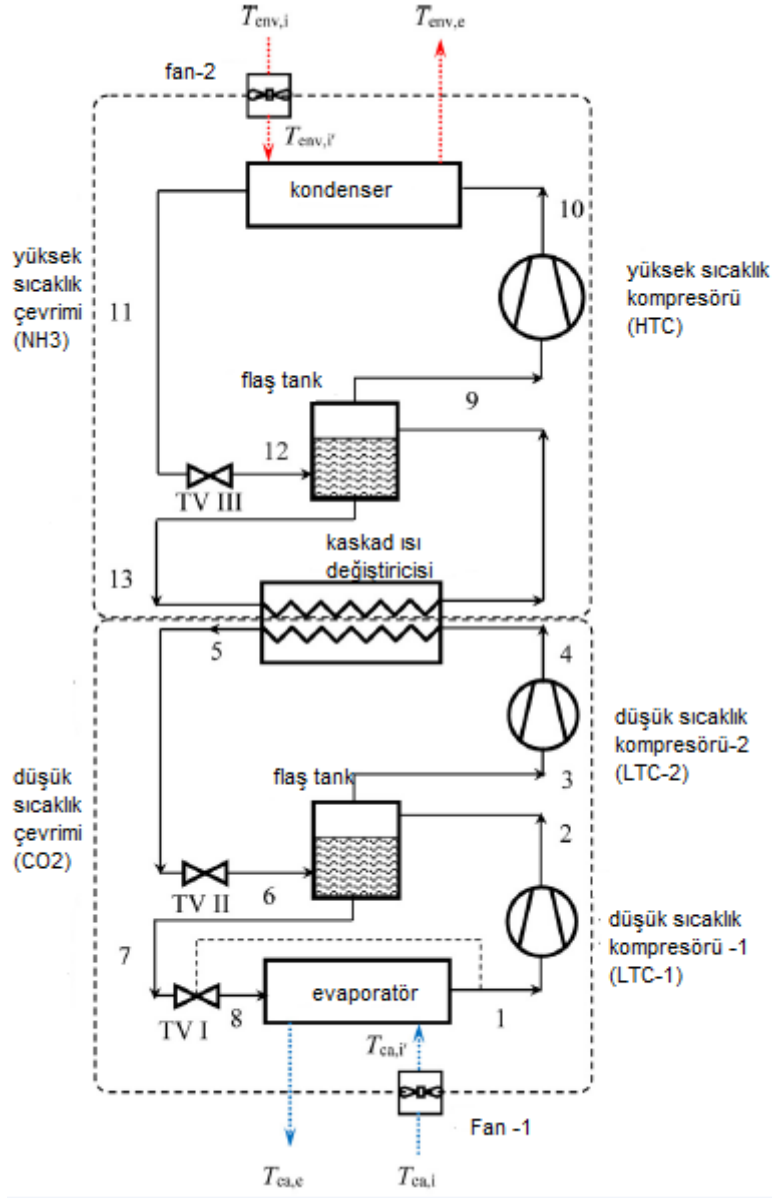
Sanz-Kock vd.(2014), çalışmalarında R134a/CO<sub>2</sub> kaskad soğutma çevriminin düşük evaporatör sıcaklığındaki ticari soğutma uygulamaları için tasarımını deneysel olarak sunmaktadırlar. Kaskad çevriminde düşük sıcaklık çevriminde CO<sub>2</sub>, yüksek sıcaklık çevriminde R134a akışkanı kullanılmaktadır. Her iki sistemde de değişken hızlı yarı hermetik kompresörler kullanılmaktadır. Çevrimin deneysel değerlendirilmesi için -40 °C ile -30 °C buharlaşma sıcaklıkları ve 30 °C ile 50°C yoğuşurma sıcaklıkları alınmaktadır. Çevrimin enerji analizi yapılırken kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, kompresörlerin performansı, soğutma kapasitesi, COP değerleri göz önüne alınmaktadır. Deneyde sonuç olarak; kompresörlerde hız değişimi olduğunda performanslarının da değiştiği gözlemlendi ve hız arttıkça R134a kullanılan çevrimde performans açısından küçük bir gelişme görülürken CO<sub>2</sub> kullanılan çevrimin kompresöründe anma noktasının altındaki hızlarda verimin azaldığı gözlemlenmektedir. Soğutma kapasitesi, deney için alınan sıcaklık değerleri için 7.5 kW ile 4.5 kW arasında ölçülmektedir. COP değeri içinse test edilen aralıklarda COP değerinin düşük sıcaklık çevrimindeki yoğuşma sıcaklığı parametresine bağımlı olduğu ve yoğuşma sıcaklığı arttığında COP değerinin de arttığı görülmüştür. Ölçülen COP -40 °C ve 40 °C için 1.05 ve -30 °C ve 30 °C için 1.65 olarak ölçülmektedir [23].

Llopis vd.(2015), çalışmalarında beş adet soğutma çevrimini analiz etmektedirler. Avrupa'da uluslararası anlaşmalarla yakında düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların zorunlu hale geleceğini vurgulamaktadırlar ve buna bağlı olarak da çalışmalarında düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar (doğal akışkanlar, HFC, HFO) kullanılmaktadırlar. Çeşitli buharlaşma ve çevre sıcaklıkları ile sistemlerin enerji performansları incelenmektedir. Çalışmanın amacı düşük buharlaşma sıcaklıklarındaki ticari uygulamalarda mevcut soğutma sistemlerinin yerini alacak düşük GWP soğutucu akışkanlarıyla çalışan iki aşamalı soğutma çevrimlerinin teorik olarak enerji performanslarını ve çevresel etkilerini karşılaştırmaktır. Bu amaç doğrultusunda şuan soğutma sistemlerinde sıklıkla

kullanılan R404A ve R134a akışkanları yerine amonyak (R717), karbondioksit (R744), propan (R290), R1234ze, R152a akışkanları sistemlerde denenmektedir. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda en iyi enerji performansının R404A akışkanının kullanıldığı iki kademeli çevrim olduğu bulunmaktadır ancak R404A akışkanının kullanımının sınırlandırılması sebebiyle düşük GWP değeri ve sistem performansı açısından da diğer sistemlerden yüksek olması sebebiyle karbondioksit kullanılan kaskad çevrimi seçilmektedir. Sonuç olarak gelecekteki soğutma çözümleri için yanıcılık ve zehirli etkilerine rağmen düşük GWP değerine sahip akışkanlar kullanılabilir olduğu vurgulanmaktadır. Düşük sıcaklık ticari uygulamaları için de en uygun gözüken sistem CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad soğutma çevrimi gösterilmektedir [24].

Mosaffa vd. (2015), farklı türlerde flaş tankı ara soğutucular ile donatılmış CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kaskad soğutma sistemlerinin ekserji-ekonomik ve çevresel analizi yapılmıştır. Ekserji- ekonomik ve çevresel analizler, iki flaş tankı ve bir flaş tankı ve dolaylı alt soğutucu ile flaş ara soğutucu ile donatılmış iki CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemi için yapılmıştır. Önerilen sistemler için karşılaştırmalı bir çalışma yapılmış ve performans katsayısı (COP) ve ekserji verimliliğini maksimize eden ve toplam yıllık maliyeti en aza indirgeyen sistemin işletme parametrelerinin optimal değerleri belirlenmiştir. Çalışma parametrelerine bakıldığında, kondenserdeki NH<sub>3</sub> yoğunlaşması ve kademeli eşanjördeki CO<sub>2</sub>, buharlaştırıcıdaki CO<sub>2</sub> buharlaşma sıcaklığı, kademeli eşanjördeki sıcaklık farkı, flaş tankının CO<sub>2</sub> düşük sıcaklıktaki sıcaklığı arasındaki orta basınç, flaş ara soğutucudaki kütle akış oranı ve buharlaştırıcı çıkışındaki CO<sub>2</sub>'nin aşırı ısınma derecesi. Yıllık toplam maliyet, sermaye, işletme ve bakım maliyetleri ile sera gazı emisyonunun ceza maliyetini içermektedir. Sonuçlar, sistem 1 için toplam yıllık maliyet oranının, sırasıyla, termodinamik ve ekonomik optimizasyonlara atıf yapan, sistem 2 için olanından% 11.2 ve% 11.9 daha düşük olduğunu ortaya koymuştur. Termodinamik ve maliyet optimal tasarım koşulları için her iki sistemin COP ve ekserji verimliliği neredeyse aynı olduğu görülmüştür ve son olarak, ekserji yıkım maliyeti ile sermaye maliyeti arasındaki en iyi denge elde etmek için, sistemin en iyi performans koşullarında çalıştığı durumlarda, önerilen enerjinin her bir bileşeni için ekserji- ekonomik faktör tanımlanmaktadır. Dahili kaskad ısı değiştiricisi, düşük sıcaklık devresi için kondansatör ve yüksek sıcaklık devresi için evaporatör rolü oynar. CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kademeli soğutma çevrimi, yüksek sıcaklık devresinde NH<sub>3</sub> (R717) ve düşük sıcaklık devresinde CO<sub>2</sub> olmak üzere iki doğal soğutucu içerir ve soğutma endüstrisinde iyi bilinen bir sistemdir [25]. Mosaffa vd.'nin ekserji- ekonomik analizin tanımına bakıldığında; ekserji-ekonomik analiz, bir termodinamik sistemin optimum performansının belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Ekserji analizini ve ekonomik ilkeleri uygun maliyetli bir yöntemle birleştirerek, ekserji-ekonomik analiz, ekserji destekli maliyet minimizasyonu yoluyla optimum sistem tasarımını belirlemek için kullanılabilir. Dahası, elektrik üretmek için fosil yakıtların tüketimi nedeniyle, bu tür termodinamik sistemleri analiz etmek ve optimize etmek için sera gazı (GHG) emisyonunun miktarını belirleyen önemli bir çevresel analizdir. Bu çalışmada, farklı çok kademeli CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemlerine ekserji- ekonomik ve çevresel analizler uygulanmıştır. Tercih edilen soğutucu amonyaktır. Bununla birlikte, amonyak toksik olduğu için düşük sıcaklıklarda soğutma için karbondioksit kullanmak yaygın bir uygulamadır, ancak yüksek sıcaklıklar amonyak tarafından sınırlı bir alanda sunulmaktadır. Bu çalışmada iki flaş tankı ve dolaylı alt soğutucu flaş ara soğutucu ile donatılmış iki çok aşamalı CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemi önerilmiştir. Tipik olarak, bu tür sistemlerin ekserji- ekonomik ve çevresel analizleri rapor edilmemiş, ancak daha kapsamlı bir görünüm sağlamak için gereklidir. Ayrıca, evaporatör, kondenser ve kademeli eşanjör çıkış sıcaklıkları, flaş tankı (FT) basınçları veya dolaylı alt soğutucu ile flaş ara soğutucu gibi düşük işletme maliyetleri için performans ve toplam yıllık maliyet üzerindeki etkileri araştırılmaktadır. Sıcaklık devresi, alt soğutucu kütle akış hızı oranı ve buharlaştırıcı çıkışındaki CO<sub>2</sub>'nin aşırı ısınma derecesi. Ayrıca, maksimum COP ve ekserji verimi ve asgari toplam maliyet oranı (sermaye, işletme ve bakım maliyetleri ile birlikte GHG emisyonunun ceza maliyeti dahil) temel alınarak bir optimizasyon gerçekleştirilir. Amaç, dolaylı bir alt soğutucu ile birlikte veya olmadan flaş tanklarıyla donatılmış CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> kademeli soğutma sistemlerini ve bunların kullanımının sağlayabileceği faydaları geliştirmektir [25]. Şekil 1' de Mosaffa vd. yapmış olduğu iki flaş tankıyla donatılmış CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kaskad soğutma çevrimi gösterilmiştir.





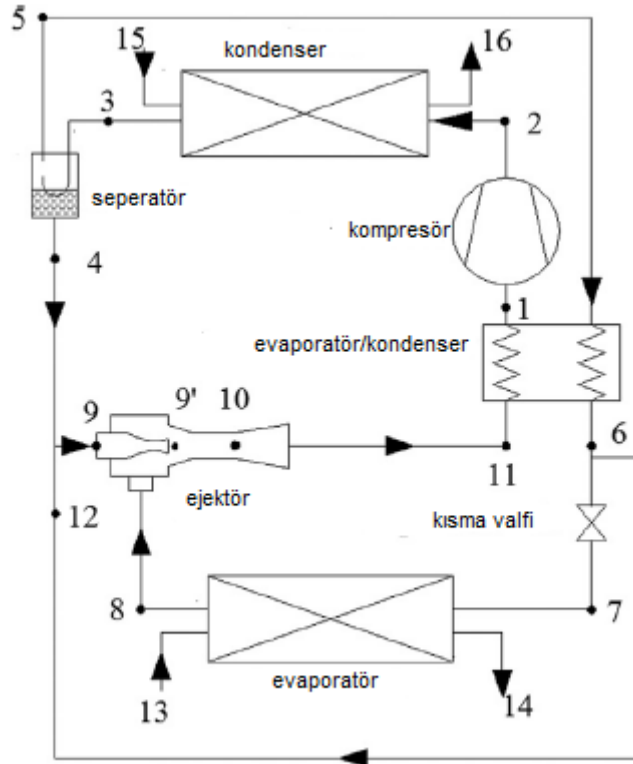
**Şekil 1:** İki flaş tankıyla donatılmış CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> kaskad soğutma çevrimi (Mosaffa vd. (2015))

Zhang vd. (2015), çalışmalarında CO<sub>2</sub>/propan ile çalışan küçük ölçekli oto-kaskad ( tek kompresörlü akışkan karışımli sistem) soğutma çevriminin analizini deneysel olarak yapmaktadırlar. Sistemde ısı eşanjörü kullanılarak eşanjörün sistem performansı üzerine etkisi araştırılmaktadır. Teorik sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Isı eşanjörü kullanımı tüm soğutma kapasitesini, güç girişini ve COP değerini düşürmüştür. Ayrıca CO<sub>2</sub> akışkanının kütle oranı artırılarak ya da soğutma sıcaklığı düşürülerek sistem COP değerinin yükselebileceği belirtilmektedir. [26].

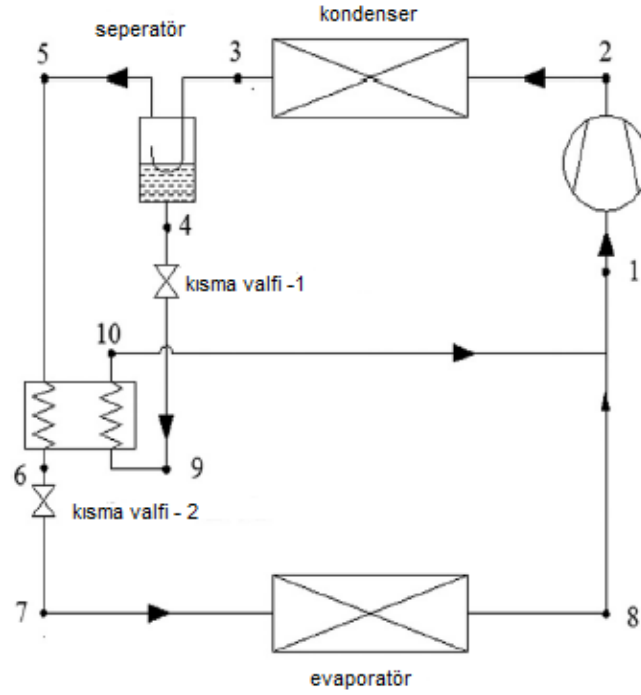
Dakkama vd. (2015), makalelerinde kaskad adsorpsiyonlu soğutma çevriminde çeşitli adsorban/soğutkan çiftlerinin performanslarını araştırmaktadırlar. Kaskad çevrimde ATO/Etanol + Maxsorb/R507A, Maxsorb/R134a + Maxsorb/Propan, ATO/Etanol + Maxsorb/Propan ve Maxsorb/R134a + Maxsorb/R507A akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan çiftlerinin performansı bir referans noktası alınarak COP ve soğutma kapasitesi açısından araştırılmaktadır. Sonuç olarak Maxsorb/R134a + Maxsorb/Propan çifti diğer akışkan çiftlerine göre daha iyi performans göstermektedirler. Bunun sebebi olarak da propanın gizli ısısı ve R134a akışkanının yüksek basınca sahip olması gösterilmektedir. ATO/Etanol + Maxsorb/Propan akışkan çifti ise ucuz maliyeti ile dikkat çekmekte ancak bu akışkan çifti ile çalışıldığında düşük performans elde edilmektedir [27].

Braun vd. (2015), R404 süpermarket soğutma sisteminin performans katsayısı ile sistem performans katsayısı arasındaki ilişkiyi gösteren bir araştırma yapmışlardır. İngiltere'nin kuzey doğusundaki bir süpermarkette, nominal soğutma kapasiteleri 60 ve 80 kW (Searle Manufacturing Company, 2008) ile kurulan iki kademeli R404A / CO<sub>2</sub> soğutma sistemi incelenmiştir. Bu çalışmada sistem performansı katsayısı (COSP) ile ilişkilendiren basit bir denklem ile ve Kuzey Doğu İngiltere'de bir süpermarket içine kurulmuş bir R404A soğutma sistemine dayanan bir yazılım modeliyle incelenmiştir. Her iki yaklaşımda da yoğunlaştırıcı fan gücü kullanımı COP' dan hariç tutulmuştur, ancak COSP 'ye dahil edilmiştir. Sonuçlara bakıldığında, özellikle kısmi yük koşullarında, ana soğutma sisteminin minimum güç tüketimi için optimize edilmesinin, kondenser, fan ve kompresör kontrollerinin birlikte geliştirilmesi gerektiği anlamına gelen toplam enerji tüketiminde gözle görülür şekilde daha yüksek bir enerji tüketimine neden olduğunu göstermiştir. Bu bütünsel yaklaşımı kullanırken, yüklü sistemden altı aylık verilere dayanarak % 4,5'lik bir enerji tasarrufu sağlandığı gözlemlenmiştir [28].

Bai vd. (2016), makalede ejektörlü oto-kaskad ( tek kompresörlü akışkan karışımı sistem) soğutucu çevriminin termodinamik ve ekserji analizini sunmaktadırlar. Çalışmalarında geleneksel oto-kaskad soğutucu çevrim ile ejektörlü oto-kaskad soğutucu çevriminin değerleri kıyaslanmakta ve bu iki çevrim üzerinden deneyler yapılmaktadır. Çevrimde R23 ve R134a soğutucu akışkanları kullanılmaktadır. Yapılan enerji analizinin sonucunda ejektörlü oto-kaskad çevriminin, klasik oto-kaskad çevrimine göre daha iyi bir performansa sahip olduğu görülmektedir. Sistem COP değeri geleneksel çevrime göre %19.93 oranında ve soğutma kapasitesinin %28.42 oranında iyileştirilebilir olduğu görülmektedir. Gelişmiş ekserji analizi uygulanarak ejektörlü oto-kaskad çevriminin performansının daha iyi değerlendirilmesi sağlanmaktadır. Sistemin geliştirme potansiyeli ve sistem bileşenlerinin arasındaki etkileşimler ekserji analiziyle detaylı olarak ele alınmakta ve yararlı bilgiler verilmektedir [29]. Şekil 2' de ejektörlü oto kaskad (tek kompresörlü akışkan karışımı sistem) sisteminin çalışma prensibi gösterilmiştir. Şekil 3' te geleneksel oto kaskad (tek kompresörlü akışkan karışımı sistem) sisteminin çalışma prensibi gösterilmiştir.



**Şekil 2:** Ejektörlü oto- kaskad (tek kompresörlü akışkan karışımı sistem) sisteminin çalışma prensibi (Bai vd. (2016))



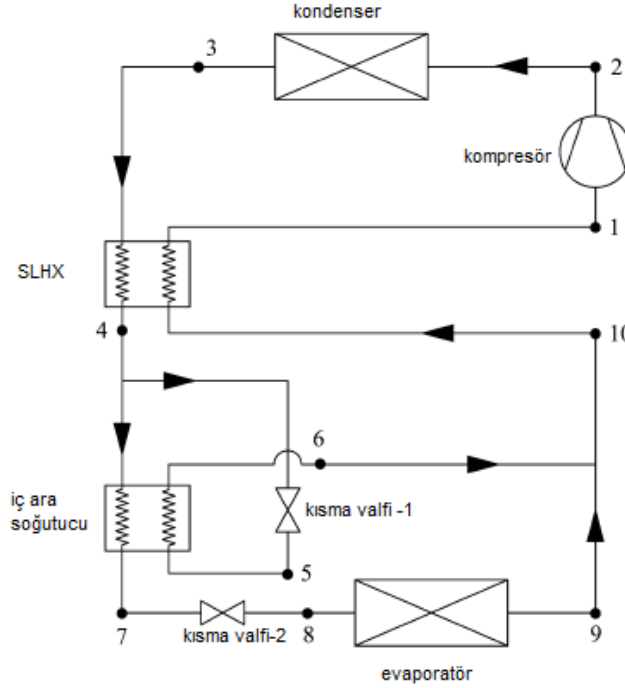
**Şekil 3:** Geleneksel oto- kaskad (tek kompresörlü akışkan karışımı sistem) sisteminin çalışma prensibi (Bai vd. (2016))

Megdoui vd. (2016), çalışmalarında yeni bir CO<sub>2</sub> ejektörlü kaskad soğutma çevrimi sunmaktadırlar. Makalede bu çevrimin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır ve bu çevrimin geleneksel kaskad soğutma çevrimiyle karşılaştırması yapılmaktadır. Sistemde kullanılan ejektörün modellenmesi yapılmakta daha sonra çeşitli kabullerle çevrimin enerji ve ekserji analizleri yapılmaktadır. Çalışma sonucunda yeni çevrimin normal bir COP ve ikinci kanun verimliliğine sahip olduğu görülmektedir. Gaz soğutucu, kompresör ve ejektörün ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımında büyük yüzdesi olduğu bulunmuştur. Parametrik çalışma sonucunda buharlaşma sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem COP değerini ve ekserji verimini önemli ölçüde etkilediği belirtilmektedir [30].

Expósito Carrillo vd. (2016), ejektör soğutma çevrimlerinin termodinamik karşılaştırmasını yapmıştır. Ejektör yoluyla; Karıştırma oranı ve sıkıştırma verimleri hesaplanmıştır. Bu çalışmada kompresörlü soğutma sistemi ve ejektörlü soğutma sistemlerinin farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak analizi yapılmıştır. R134a, R1234yf ve R600a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Sistemde performans katsayısının % 26 oranında artmış olduğu gözlemlenmiştir. Ejektör soğutma sistemlerinin konvansiyonel buhar sıkıştırımlı çevrimlerine potansiyel bir alternatif olduğu kanıtlanmıştır [31].

Chen vd. (2016) tarafından yapılan çalışmada dondurucu uygulamaları için dahili alt soğutucu ile modifiye edilmiş zeotropik karışımın (R290 / R600) soğutucu akışkan döngüsünün performans analizi yapılmıştır. Bu çalışma, dondurucular için zeotropik R290 / R600 karışımı kullanılarak değiştirilmiş bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini (MVRC) sunmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde (MVRC), genel sistem performansını arttırmak için ilave bir baypas (geçiş) borusu bulunan dahili bir alt soğutucu piyasaya sürülmüştür. Teorik olarak sistem çalışma performansını değerlendirmek için enerji ve ekserjetik analiz yöntemleri getirilmiş ve geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin (TVRC) performansıyla karşılaştırılmıştır. Sistemi kısaca anlatacak olursak dondurucu uygulamalarının TVRC sistemi zeotropik soğutucu karışımı olan TVRC sistemi esasen beş temel bileşenden oluşur: yani bir kompresör, bir yoğunlaştırıcı, bir emme hattı ısı eşanjörü (SLHX), bir kılcal boru ve bir buharlaştırıcı bulunmaktadır. Isı transferinde tersinmezlik kayıplarını azaltmak için, soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının daha fazla olması nedeniyle, zeotropik karışımın sıcaklık kayma özellikleri daha fazla kullanılmıştır. Performansı arttırmak için MVRC (modified vapor

compression refrigeration cycle-değiştirilmiş buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi) sistemine dahili bir alt soğutucu ve ilave bir kılcal boru eklenmiştir. Sonuçlar MVRC'nin, TVRC'den (traditional vapor compression refrigeration cycle-geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi) daha yüksek performans soğutma katsayısı (COP), hacimsel soğutma kapasitesi ve ekserji verimi sağladığını göstermiştir. Verilen şartlar altında, MVRC'nin COP, hacimsel soğutma kapasitesi ve ekserji verimi, ortalama% 8.9,% 12.4 ve % 10.4'e kadar geliştirilebileceği gözlemlenmiştir. Dahası, MVRC'nin COP ve ekserji verimi, soğutucu akışkanının artan baypas (geçiş) katsayısıyla arttığı sonucuna varılmıştır [32].Şekil 4' te bu çevrim şematik olarak görülmektedir.



**Şekil 4:** Değiştirilmiş buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (MVRC) (Chen vd. (2016))

Hojjat Mohammadi vd. (2016), yaptığı çalışmada karbondioksitli soğutucu ile emme-iki kademeli sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin farklı konfigürasyonlarının enerji ve ekserji performans karşılaştırması yapılmıştır. Emme-sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin altı konfigürasyonunun karşılaştırmalı bir çalışması sunulmaktadır. Kaskad sistemi, iki aşamalı CO<sub>2</sub> sıkıştırımlı soğutma ile basamaklı olarak tek etkili veya çift etkili bir LiBr-H<sub>2</sub>O emici soğutucudan oluşmaktadır. Absorpsiyonlu soğutucunun soğutma kapasitesi, sıkıştırma soğutma grubunun verimliliğini arttırmak için kullanılır. Sistem, her iki soğutucuya verilen enerji sağlayan bir mikro türbin ile çalışır. Sistem bileşenleri, enerji ve ekserji yaklaşımlarıyla modellenmiş ve analizi yapılmıştır. Sistemlerin performans parametreleri ve ikinci kanun verimliliği, farklı çalışma koşullarında hesaplanmaktadır. Sonuçlar, iyi hesaplanmış bir jeneratör sıcaklığı ile birlikte boşaltma ve soğutma-ıçi basıncın uygun bir şekilde seçilmesinin sistemin enerji kullanım faktörünü önemli ölçüde yükseltebileceğini göstermektedir. Ayrıca, belirli bir deşarj basıncında, ara soğutucu, ikincil soğutucu ve çift etkili soğutucu soğutucu içeren bir sistemin, sistemin en üst düzeyde iyileştirilmesine neden olacağı sonucuna varılmıştır. Yüksek ısı akısı elektronik uygulamaları, düşük sıcaklıkta soğutucu akışkan (40 ° C) sağlamak için, bir tek etkili LiBr-H<sub>2</sub>O soğutma döngüsü ve kritik olmayan bir CO<sub>2</sub> buhar sıkıştırma döngüsü bir araya getirilmiştir. Orta sıcaklıkta soğutucu akışkan (5 ° C) yerden ısıtma ve diğer düşük ısı akısı uygulamaları için ve bir yardımcı fayda olarak su ısıtma uygulamaları için orta sıcaklıkta ısı reddi (48 ° C) sağlar. Önerilen çevrimin, eşdeğer bir buhar sıkıştırma sistemine kıyasla,% 31'lik elektrik enerjisinden tasarruf sağlamıştır. Enerji kalitesi kavramı olarak "ekserji" nin artan kullanımı ile birçok araştırmacı, enerji analiz çabalarını bir miktardan kaliteli bir bakış açısına çevirmiştir [33].

Cabello vd. (2017), çalışmalarında R134a/R744 akışkanı ile çalışan bir kaskad soğutma çevriminde R134a akışkanı yerine R152a akışkanının sistemde kullanımını ve akışkan değişiminin sistem üzerine etkilerini araştırmaktadırlar. R134a akışkanın değiştirilmek istenmesinin nedeni yüksek GWP değerine

sahip olması nedeniyle sera etkisine neden olmasıdır. Her iki akışkanda HFC olduğu için sistemde akışkan değişikliği yapılabilmektedir. Bu akışkan değişikliği yapılırken de malzemelerin kimyasal olarak benzerliğinden ötürü parça değişimi ve yağlama ekipmanlarında değişiklik yapılmamaktadır. Sadece elektronik genişleme valfinin ayarlarında değişiklikler yapılmaktadır. Deneyde kullanılan çevrim, düşük buharlaşma sıcaklığına sahip ticari uygulamalarda kullanılabilecek bir sistem olarak tasarlanmıştır. Her iki akışkanda buharlaşma sıcaklıkları  $-40^{\circ}\text{C}$  ile  $-30^{\circ}\text{C}$  ve yoğunlaşma sıcaklıkları  $30^{\circ}\text{C}$  ile  $50^{\circ}\text{C}$  arasında değerlerde çalıştırılarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerin ikisinde de değişken hızlı yarı hermetik kompresörler kullanılmaktadır. Veriler elde edilirken yüksek sıcaklık kompresörünün hızına da 800 rpm ve 1400 rpm arasında uygulanmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde  $\text{CO}_2$ , yüksek sıcaklık çevriminde her iki akışkanda sırayla kullanılarak sonuçlar elde edilmektedir.  $\text{R152a}$  akışkanı sistemde iki ay boyunca kullanılmış ve sistemde hiçbir aksaklık yaşanmamaktadır. Aynı çalışma koşullarında enerji bakımından iki akışkan arasında çok fazla fark görülmemiştir [34].

#### 4.SONUÇ

Kaskad sistemler özellikle endüstriyel soğutmada, çok düşük sıcaklık uygulamalarında performanslı çalışma şartları göstermekte olduğundan son yıllarda sektör bazında çok yaygınlaşmıştır. Kaskad sistemlerin en büyük avantajı farklı soğutucu akışkanlarla farklı özellikteki soğutma yüklerini karşılayabilmeleridir. Bu sistemlerde soğutma uygulamaları  $-70^{\circ}\text{C}$  sıcaklığa kadar düşülebilmekte ve bu uygulamalar “derin soğutma” olarak nitelendirilmektedir. Literatürde yapılan değişik akışkanların kullanıldığı, enerji ve ekserji analizlerinin yapıldığı karşılaştırmalı çalışmalar özellikle çevre dostu alternatif akışkanların önem kazandığı son dönemde sektöre yol gösterme açısından büyük önem taşımaktadır. İncelenen çalışmalarda sentetik akışkanlar yerine doğal soğutucu akışkanlara, yeni soğutucu akışkanlara ve karışım akışkanlara özellikle yer verilmekte, kaskad çevriminde kullanıldıklarında daha verimli çevrimler elde etmek için çeşitli uygulamalar kullanılmaktadır. Çalışmalarda özellikle  $\text{CO}_2$  akışkanının çevreye zarar vermemesi nedeniyle ağırlıklı kullanıldığı görülmektedir.  $\text{CO}_2$  akışkanının kaskad çevrimlerde kullanılması ve sistem veriminin diğer akışkanlarla karşılaştırılması sunulmuş, bu sonuçlarla da  $\text{CO}_2$  akışkanının avantajlı bir akışkan olduğu gösterilmiştir. Bu makalede sunulan çalışmalarda kaskad çevrimlerinde değişik sistem uygulamalarına da yer verilmiş, farklı çalışma koşullarında bu uygulamaların nasıl sonuç verdiği makale özetlerinde özellikle belirtilmiştir.

#### KAYNAKLAR

- [1] FODHA,M., ZAGHDOUD,O., 2009.”Economic Growth and Pollutant Emissions in Tunisia: an Empirical Analysis of the Environmental Kuznets Curve”. Energy Policy 38(2009), 1150–1156. 2009.
- [2] LAU,L.S., CHOONG,C.K., ENG,Y.K., 2014. “Investigation of the Environmental Kuznets Curve for Carbon Emissions in Malaysia: Do Foreign Direct Investment and Trade Matter?”. Energy Policy, 68, 490–497,2014.
- [3] KANEMOTO,K., MORAN,D., LENZEN,M., GESCHKE,A., 2014. “International Trade Undermines National Emission Reduction Targets: New Evidence from Air Pollution”. Glob. Environ. Chang. 24, 52–59,2014.
- [4] ARAZ, A., GÜNGÖR, A., HEPBAŞLI, A.,”Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Soğutucu Akışkanların Soğutma Uygulamalarındaki Kullanımının Değerlendirilmesi”, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17/20 Nisan 2013.
- [5] Publication.shecco.com/upload/file/org/1391162351431521\_82323.pdf, Erişim tarihi: 15.12.2016
- [6] EUROPEAN COMMISSION, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.
- [7] KAUFFELD,M., 2010. “Current trends in commercial Refrigeration”. In: Palm, B. (Ed.)”, Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology. KTH, Stockholm, Sweden,2010.

- [8] IPCC, 2013. Stocker, T.F., Qin, D., Plattner, G.-K., Tignor, M., Allen, S.K., Boschung, J., et al. (Eds.), *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 1535 pp.2013.
- [9] KİLİCARSLAN A, HOSOZ M. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. *Energy Convers Manage* 2010;51(12):2947–54.
- [10] REZAYAN O, BEHBAHANİA A. Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. *Energy* 2011;36(2):888–95.
- [11] GE YT, CROPPER R. Performance simulation of refrigerated display cabinets operating with refrigerants R22 and R404A. *Appl Energy* 2008;85(8):694–707.
- [12] BHATTACHARYYA S, GARAI A, SARKAR J. Thermodynamic analysis and optimization of a novel N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> cascade system for refrigeration and heating. *Int J Refrig* 2009;32:1077–84.
- [13] LEE TS, LIU CH, CHEN TW. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006), pp. 1100–1108
- [14] DİNCER I, KANOGLU M. *Refrigeration systems and applications*. Wiley; 2010.
- [15] SİLVA, A. D., FİLHO, E. P. B., ANTUNES, A. H. P., “Comparison of a R744 Cascade Refrigeration System with R404A and R22 Conventional Systems for Supermarkets”, *Applied Thermal Engineering*,41(2012),30-35,2012.
- [16] MUMANACHIT, P., REINDL, D.T., NELLIS, G.F., “Comparative Analysis of Low Temperature Industrial Refrigeration Systems”, *International Journal of Refrigeration*, 35(2012),1208-1221,2012.
- [17] C. CİMSİT, İ.T. OZTURK, Analysis of compression–absorption cascade refrigeration cycles, *Appl. Therm. Eng.* 40 (2012) 311–317.
- [18] MESSINEO, A., “R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System”, *Energy Procedia*,14(2012),56-65.2012.
- [19] JAIN, V., KACHHWAHA, S.S., SACHDEVA G., “Thermodynamic Performance Analysis of a Vapor Compression–Absorption Cascaded Refrigeration System”, *Energy Conversion and Management*. 75(2013),685-700,2013.
- [20] AMINYAVARI M., NAJAFİ B., SHIRAZI A., RINALDI F., “Exergetic, Economic and Environmental (3E) Analyses and Multiobjective Optimization of a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration System”. *Applied Thermal Engineering*.65(2014),42-50,2014.
- [21] DOKANDARİ, D.A., HAGH, A.S., MAHMOUDI, S.M.S., “Thermodynamic Investigation and Optimization of Novel Ejector-Expansion CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration Cycles (novel CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cycle)”. *International Journal of Refrigeration*, 46(2014),26-36,2014
- [22] DUBEY, A.M., KUMAR, S., AGRAWAL, G.D., “Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO<sub>2</sub>/propylene (R744–R1270) Cascade System for Cooling and Heating Applications”. *Energy Conversion and Management*,86(2014),774-783,2014.
- [23] SANZ-KOCK, C., LLOPIS, R., SANCHEZ, D., CABELLO, R., “Experimental Evaluation of a R134a/CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration Plant”. *Applied Thermal Engineering*,73(2014), 41-50,2014.
- [24] LLOPIS, R., SANCHEZ, D., SANZ-KOCK, C., CABELLO, R., TORRELLA, E., “Energy and Environmental Comparison of Two-stage Solutions for Commercial Refrigeration at Low Temperature: Fluids and Systems”. *Applied Energy*,138(2015),133-142,2015.
- [25] MOSAFFA A.H., GAROUSİ FARSHİ L., INFANTE FERREİRA C.A., ROSEN M.A., “Exergoeconomic and environmental analyses of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers “*Energy Conversion and Management* 117 (2016) 442–453
- [26] ZHANG, L., XU, S., DU, P., LIU, H., “Experimental and Theoretical Investigation on the Performance of CO<sub>2</sub>/propane Auto-cascade Refrigerator with a Fractionation Heat Exchanger”. *Applied Thermal Engineering*,87(2015),669-677,2015.
- [27] DAKKAMA, H.J., ELSAYED, A., AL-DADAH, R.K., MAHMOUD, S.M., YOUSSEF, P., “Investigation of Cascading Adsorption Refrigeration System with Integrated Evaporator-Condenser Heat Exchanger Using Different Working Pairs “. *Energy Procedia*,75(2015),1496-1501,2015.
- [28] BRAUN M.R., WALTON P., BECK S.B.M., “Illustrating the relationship between the coefficient of performance and the coefficient of system performance by means of an R404 supermarket refrigeration system”. *international journal of refrigeration* 70 ( 2 0 1 6 ) 225–234
- [29] BAI, T., YU, J., YAN, G., “Advanced Exergy Analysis on a Modified Auto-cascade Freezer Cycle with an Ejector”. *Energy*,113(2016),385-398,2016.



- [30] MEGDOULI, K., TASHTOUSH, B.M., NAHDİ,E., ELAKHDAR, M., KAİROUANI,L., MHİMİD,A.,"Thermodynamic analysis of a novel ejectorcascade refrigeration cycles for freezing process applications and air-conditioning ".International Journal of Refrigeration,70(2016),108-118,2016.
- [31] EXPÓSİTO CARRİLLO J.A., SÁNCHEZ DE LA FLOR F.J., SALMERÓN LİSSÉN J.M., "Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency". international journal of r e f r i g e r a t i o n 74 ( 2 0 1 7 ) 369–382
- [32] CHEN Q., YU J., YAN G., "Performance analysis of a modified zeotropic mixture (R290/R600) refrigeration cycle with internal subcooler for freezer applications". Applied Thermal Engineering 108 (2016) 172–180
- [33] HOJJAT MOHAMMADİ S.M, AMERİ M., "Energy and exergy performance comparison of different configurations of an absorption-two-stage compression cascade refrigeration system with carbon dioxide refrigerant". Applied Thermal Engineering 104 (2016) 104–120
- [34] CABELLO,R., SANCHEZ,D., LLOPİS,R.,CATALAN,J., NEBOT-ANDRES,C., TORRELLA,E., "Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in Cascade refrigeration plants". Applied Thermal Engineering,110(2017),972-984,2017.

## ÖZGEÇMİŞ

### İlayda YILMAZ

1992 İzmir doğumludur. 2015 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi'nden Enerji Sistemleri Mühendisi olarak mezun oldu. Halen aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD'da yüksek lisans öğrencisidir.

### Selin ÇEKİN

1993 Kırklareli doğumludur. 2015 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi'nde Enerji Sistemleri Mühendisi olarak mezun oldu. Halen aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD'da yüksek lisans öğrencisidir.

### Hilmi Cenk BAYRAKÇI

1974 Balıkesir doğumludur. 1995 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1995-1997 yılları arasında özel şirketlerde makine mühendisi olarak çalıştı.1999'da SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Enerji Ana Bilim Dalında yüksek lisansını, 2006'da SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Termodinamik Ana Bilim Dalında doktorasını tamamladı. 2013 yılında doçent oldu. Halen SDÜ Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi (Doç. Dr.) olarak görev yapmaktadır.

### Arif Emre ÖZGÜR

1977 Eskişehir doğumludur. 1998 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fak. Makine Eğitimi Bölümünden den Tesisat Öğretmeni olarak mezun oldu. 2001 yılında yine aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi ABD'da yüksek lisans ve 2005 yılında yine aynı enstitünün Makine Mühendisliği ABD'da Doktora eğitimini tamamladı. 2010 yılında doçent oldu. Halen SDÜ Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Bölümünde öğretim üyesi (Prof. Dr.) olarak görev yapmaktadır. Soğutma sistemleri, ısı pompası sistemleri, enerji sistemlerinde ekserji analizi ve yenilebilir enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.