



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNDE EJEKTÖR KULLANIMININ ARAŞTIRILMASI

HAMZA TAŞ
EGE ÜNİVERSİTESİ

NECATİ BİLGİN
İNDESİT

UTKU ŞENTÜRK
ALİ GÜNGÖR
EGE ÜNİVERSİTESİ

SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNDE EJEKTÖR KULLANIMININ ARAŞTIRILMASI

Hamza TAŞ
Necati BİLGİN
Utku ŞENTÜRK
Ali GÜNGÖR

ÖZET

Soğutma sistemleri ve uygulama alanları, teknolojinin gelişimine paralel olarak gelişmekte ve yaygınlaşmakta olduğundan, soğutma için harcanan enerji maliyeti de yükselmektedir. Bu nedenle soğutma işleminde enerji tasarrufu sağlayabilecek uygulamaların geliştirilmesi ve az enerji ile daha çok soğutma yapılabilmesi önem kazanmıştır.

Ejektörlü soğutma çevrimi ve özellikle de ejektör tasarımları ile ilgili çok sayıda araştırma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ejektörlü soğutma çevrimi ve ejektör tasarımı ile ilgili daha önceden yapılmış çalışmalar hakkında detaylı bir derleme sunulmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Enerji tasarrufu, Ejektör, Tek fazlı ejektör, İki fazlı ejektör.

ABSTRACT

Since cooling systems and their applications develop and widespread in parallel with development of technology, cost of energy spent for cooling increases. Therefore, the development of applications that can provide energy saving in a cooling process and more cooling with less energy has gained importance.

There are lots of studies about refrigeration cycle with an ejector in particular ejector designs. In this work, a detailed review about refrigeration cycles with an ejector and ejector designs is presented.

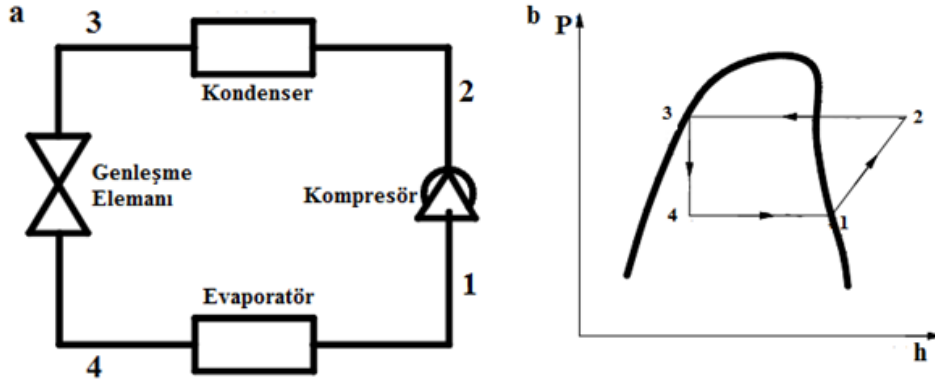
Key Words: Cooling, Energy saving, Ejector, Single-phase ejector, Two-phase ejector.

1. GİRİŞ

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine soğutma denir[1].

Genel soğutma çevrimleri Şekil 1'de de görüldüğü gibi temel olarak dört elemandan oluşmaktadır. İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde doymuş buhar fazında kompresöre giren soğutucu akışkanın, kompresörde izantropik sıkıştırılarak, basıncı ve sıcaklığı artırılır. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan kondenserde sabit basınçta yoğunlaşarak doymuş sıvı halinde kondenseri terk eder. Doymuş sıvı halinde genleşme elemanına giren soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı izentalpik olarak düşer ve doymuş sıvı-buhar karışımı olarak genleşme elemanını terk eder.

Sıvı-buhar karışımı fazında, düşük sıcaklık ve basınçta evaporatöre giren soğutucu akışkan sabit basınçta buharlaşır ve doymuş buhar fazında kompresöre girmek üzere evaporatörü terk eder.

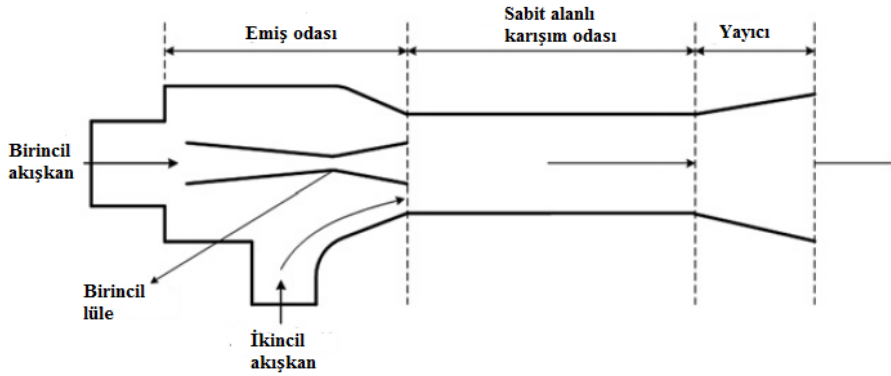


Şekil 1. Geleneksel soğutma çevrimi (a) Temel elemanları (b) P-h diyagramı

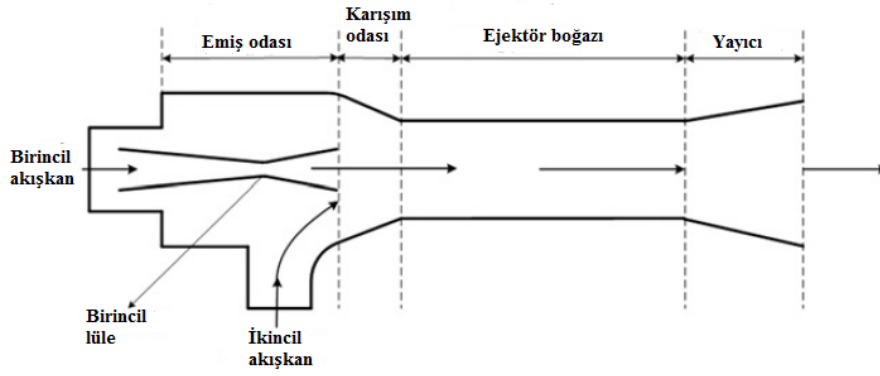
Enerji kaynaklarının giderek azalması nedeniyle son yıllarda yapılan çalışmalarda alternatif enerji kaynakları bulmanın yanında enerjinin daha verimli kullanılması, enerji geri kazanımlarının sağlanabilmesi ve daha az enerji ile daha çok iş elde etme yolları araştırılmıştır. Bu amaçla geleneksel soğutma çevrimlerine alternatif olarak ejektörlü soğutma çevrimleri geliştirilmiştir.

Ejektör, hareketli birincil akışkanın basınç enerjisini düşük bir basınç alanı oluşturarak, kinetik enerjiye çeviren, böylece ikincil akışkanı çeken ve emilen ikincil akışkan ile birincil akışkanı karıştırıp bu karışmış akışkanların hız enerjisini tekrar basınç enerjisine dönüştüren soğutma çevrimlerinde kullanılmak üzere dizayn edilmiş basit ve işlevsel bir alettir[2].

Ejektörler “Sabit Alan Modeli” ve “Sabit Basınç Modeli” olarak adlandırılan iki modele göre tasarlanmaktadır. Sabit alan modelinde ejektör, birincil lüle, emiş odası, sabit alanlı karışım odası ve yayıcı olmak üzere dört kısımdan oluşur ve karışım olayı sabit alanlı karışım odasında gerçekleşir(Şekil 2). Sabit basınç modelinde ise ejektör, birincil lüle, emiş odası, karışım odası, ejektör boğazı ve yayıcıdan oluşur. Sabit basınç modelinde karışım olayı sabit basınçta emiş odasında ya da karışım odasında gerçekleşir(Şekil 3)[3].

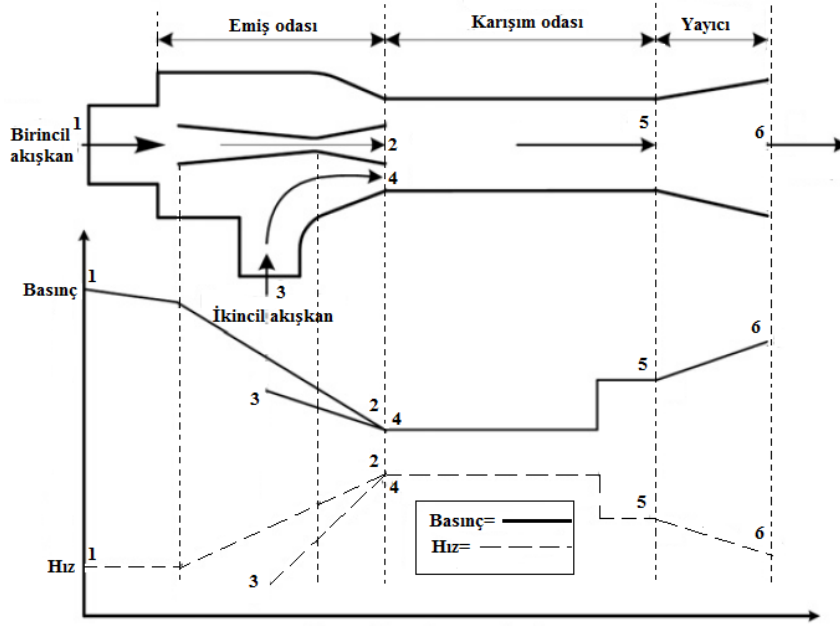


Şekil 2. Ejektör sabit alan modeli [3]



Şekil 3. Ejektör sabit basınç modeli [3]

Şekil 4, sabit alan modeli ejektör içerisinde oluşan basınç ve hız profilini göstermektedir. Yüksek basınca sahip birincil akışkan birincil lüle boyunca hızlanır ve genişleşerek düşük basınçta birincil lüleyi terk eder (1-2). Birincil lüle çıkışındaki yüksek hıza ve düşük basınca sahip birincil akışkan, ikincil akışkanın emilip 3 durumundan 4 durumuna geçmesine sebep olur. Birincil ve ikincil akışkan karışım odası girişinde karışır. Karışmış haldeki soğutucu akışkan 5 durumunda karışım odasını terk eder. Karışım odasından sonra yayıcıya giren soğutucu akışkan hızı düşer ve basıncı artar. Böylelikle soğutucu akışkan düşük hız ve yüksek basınçta ejektörü terk eder.



Şekil 4. Ejektör içerisindeki hız ve basınç profili [3]

Ejektörlerin soğutma çevrimlerinde uygulama alanları incelendiğinde, temel olarak iki amaç için kullanıldığı görülmektedir. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimlerinde ejektör, kompresör yerine kullanılmaktadır. Genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde ise isminden de anlaşılacağı üzere ejektör genleşme elemanı yerine kullanılmaktadır. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanların her ikisi de aynı fazdadır ve bu sistemler genellikle iklimlendirme proseslerinde kullanılmaktadır. Ejektörün genleşme elemanı yerine kullanıldığı soğutma çevrimlerinde ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanlar farklı fazlardadır ve iklimlendirme prosesleri ve dondurma işlemlerinde kullanılmaktadır[3].

Tablo 1. Ejektör içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık oranları ve fazı [3]

Uygulama Alanı	Birincil akışkan	İkincil akışkan	Ejektör çıkışı	Amaç
Harici Isı Kaynaklı Çalışma sıcaklıkları (°C) *İklimlendirme prosesleri	Buhar >80°C	Buhar 0-15 °C	Buhar 35-55 °C	Ejektörü kompresör yerine kullanmak.
Genleşme Elemanı Olarak Çalışma sıcaklıkları (°C) *İklimlendirme prosesleri *Dondurma işlemleri	Sıvı <5°C <(-5)°C	Buhar 0-15°C (-40)-(-5)°C	Sıvı-buhar >0 ve <15°C >(-40) ve <(-5)°C	Kompresör tarafından tüketilen enerji miktarını azaltarak COP ve soğutma kapasitesini artırmak

Soğutma çevrimlerinde ejektör kullanımı ile ilgili yapılmış çalışmalar incelendiğinde çalışmaların analitik, nümerik ve deneysel yöntemler kullanılarak yapıldığı görülmektedir.

Analitik çalışmalar bir boyutlu sıkıştırılabilir akış kabulü ile birlikte, genellikle aşağıda belirtilen kabuller altında gerçekleştirilmiştir.

- Birincil ve ikincil akışkan karışmadan önce izantropik olarak genişlemektedir. Ayrıca karışmış haldeki soğutucu akışkan yayıcıdan geçerken izantropik olarak sıkışmaktadır.
- Birincil ve ikincil akışkanların giriş hızları ve karışmış halde ejektörü terk eden soğutucu akışkanın hızı ihmal edilmiştir. ($V_1=V_3=V_6=0$)
- Duvarlardan olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Borulardaki, evaporatördeki ve kondenserdeki basınç düşümleri ihmal edilmiştir.
- Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde birincil ve ikincil akışkanının her ikisi de doymuş buhar fazında iken, genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde ise birincil akışkan doymuş sıvı ikincil akışkan doymuş buhar fazındadır.

Yukarıdaki kabuller altında birincil lüle veriminin (η_1) yayıcı veriminin (η_y), emiş veriminin (η_e) ve karışım veriminin (η_k) bilindiği kabul edilerek kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri ilgili ejektör kısımlarına (birincil lüle, emiş odası, karışım odası ve yayıcı) uygulanmakta ve iteratif olarak çözülen eşitlikler yardımıyla sistemin performansı belirlenmektedir.

$$\text{Kütle korunumu : } \sum \rho_g V_g A_g = \sum \rho_\zeta V_\zeta A_\zeta \quad (1)$$

$$\text{Momentum korunumu : } P_g A_g + \sum \dot{m}_g V_g = P_\zeta A_\zeta + \sum \dot{m}_\zeta V_\zeta \quad (2)$$

$$\text{Enerjinin korunumu : } \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} \right) \quad (3)$$

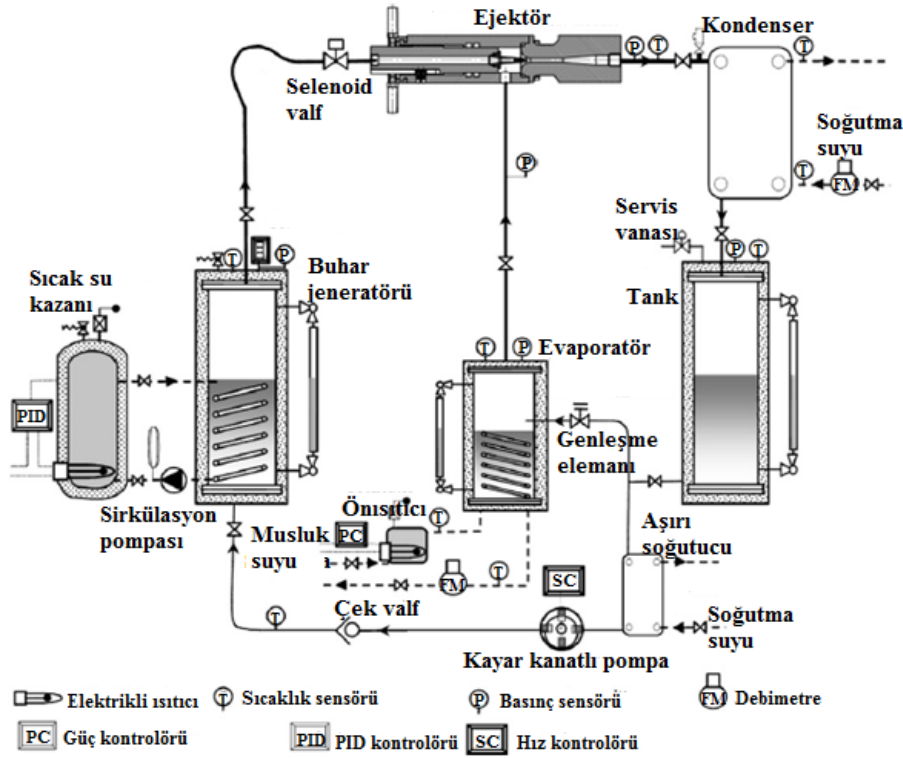
Yukarıdaki eşitliklerde “g” ve “ç” alt indisleri sırasıyla giriş ve çıkış konumlarını ifade etmektedir.

Sayısal yöntemleri kullanarak yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Pianthong vd. [4] tarafından yapılan çalışmada sabit basınç modeli kullanılarak tasarlanmış ejektörün 2 boyutlu-eksenel simetrik ve 3 boyutlu modelleri analiz edilmiş ve bunların yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu sebepten dolayı analizlerin 2 boyutlu-eksenel simetrik olarak yapılmasının yeterli olduğu kanısına varılmıştır. Chandra vd. [5] tarafından yapılan çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri 2 boyutlu-eksenel simetrik olarak sıkıştırılabilir ideal gaz kabulü altında yapılmıştır. Analizler “realizable k-ε” türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Duvar fonksiyonu olarak “standard wall function”, çözücü olarak ise “Coupled” seçilmiştir. Sınır koşulu olarak giriş ve çıkışta basınç (pressure inlet-pressure outlet) tanımlanmıştır. Ağdan bağımsızlık kapsamında daha yoğun çözüm ağı oluşturulmuş ve sonuçların değişim göstermediği eleman sayılı çözüm ağı kullanılmıştır. Aynı şekilde Sriveerakul vd. [6] tarafından yapılan çalışmada da ejektör 2 boyutlu-eksenel simetrik olarak modellenmiştir. Türbülans modeli olarak “realizable k-ε” türbülans modeli, duvar fonksiyonu olarak ise “standard wall

function” seçilmiştir. Giriş ve çıkış sınır koşulu olarak basınç tanımlanmıştır. Çalışma akışkanı ideal gaz kabul edilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarda harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimleri ve genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimleri için farklı test düzenekleri kurulmuştur.

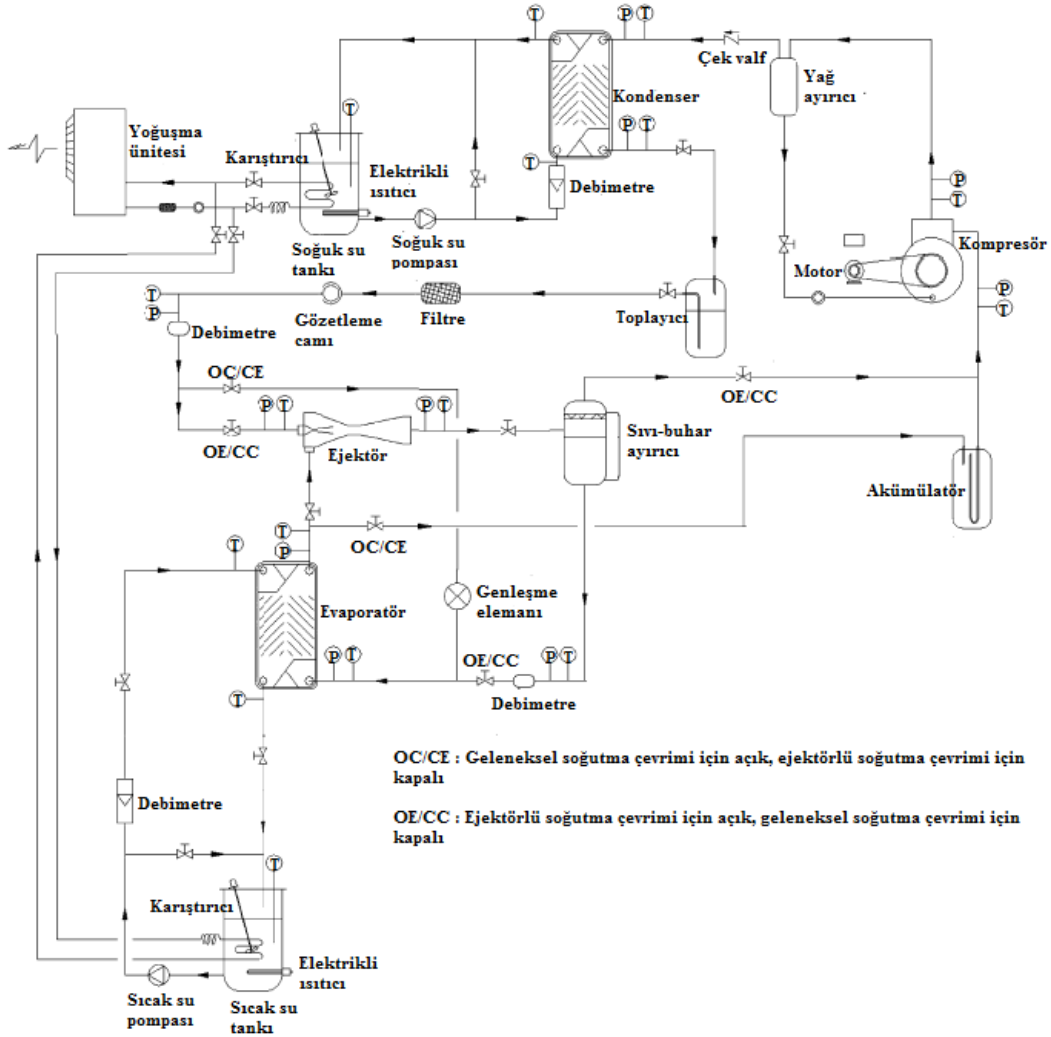
Yapıcı [7] tarafından harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla kurulan test düzeneği temel olarak sıcak su kazanı, buhar jeneratörü, ejektör, kondenser, tank, genişleme elemanı, evaporatör ve pompadan oluşmaktadır. Sıcak su kazanı su ısıtmak için üç adet 2 kW gücündeki elektrikli ısıtıcı ile donatılmıştır. Sıcak su kazanında ısıtılan su sirkülasyon pompası yardımıyla buhar jeneratörüne gönderilerek buradaki soğutucu akışkanın ısınıp basıncının artmasına neden olmaktadır. Evaporatördeki çalışma akışkanını buharlaştırmak için musluk suyu kullanılmış ve musluk suyuna evaporatöre girmeden önce ön ısıtma uygulanmıştır. Evaporatör sıcaklığı bu musluk suyunun debi veya sıcaklığı değiştirilerek kontrol edilmiştir. Deneylerde kullanılan kondenser su soğutmalı olup, kondenser basıncı bu soğutma suyunun debisinin değiştirilmesiyle kontrol edilmiştir. Kondenserden çıkıp tanka giren soğutucu akışkanı kazana göndermek amacıyla pompa kullanılmıştır. Sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri sırasıyla sıcaklık, basınç sensörleri ve debimetre ile yapılmıştır.



Şekil 5. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimi için kurulan test düzeneği [7]

Disawas ve Wongwises [8] tarafından genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla kurulan test düzeneği soğutucu akışkan döngüsü, soğuk su döngüsü ve sıcak su döngüsü olmak üzere üç döngüden oluşmaktadır. Soğutucu akışkan döngüsü geleneksel soğutma çevrimlerinde temel olarak kompresör, kondenser, genişleme elemanı, evaporatör, yağ ayırıcı, sıvı tankı, filtre ve akümülatörlerden oluşur. İki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinde ise, genişleme elemanının yerini ejektör almış ve çevrime sıvı-buhar ayırıcı eklenmiştir. Deneylerde tek kademeli pistonlu kompresör kullanılmıştır. Evaporatör ve kondenser olarak plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır. Soğutucu akışkan içerisindeki nem ve yabancı partikülleri tutması için sıvı tankından sonra filtre konulmuştur. Yağ ayırıcı ise soğutucu akışkandaki yağ miktarının minimuma indirilmesi amacıyla kullanılmıştır. Soğuk su döngüsünde kondenser soğuk su tankından gelen suya (soğutma suyu) ısısını bırakmaktadır. Evaporatöre ısıtma yükü sıcak su döngüsü (ısıtma suyu) ile

sağlanmaktadır. Birincil akışkan ve ikincil akışkan debileri filtreden ve sıvı-buhar ayırıcıdan sonraki kısma yerleştirilen debimetreler kullanılarak ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri ise ısı çift yardımıyla yapılmıştır.



Şekil 6. Genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimi için kurulan test düzeneği [8]

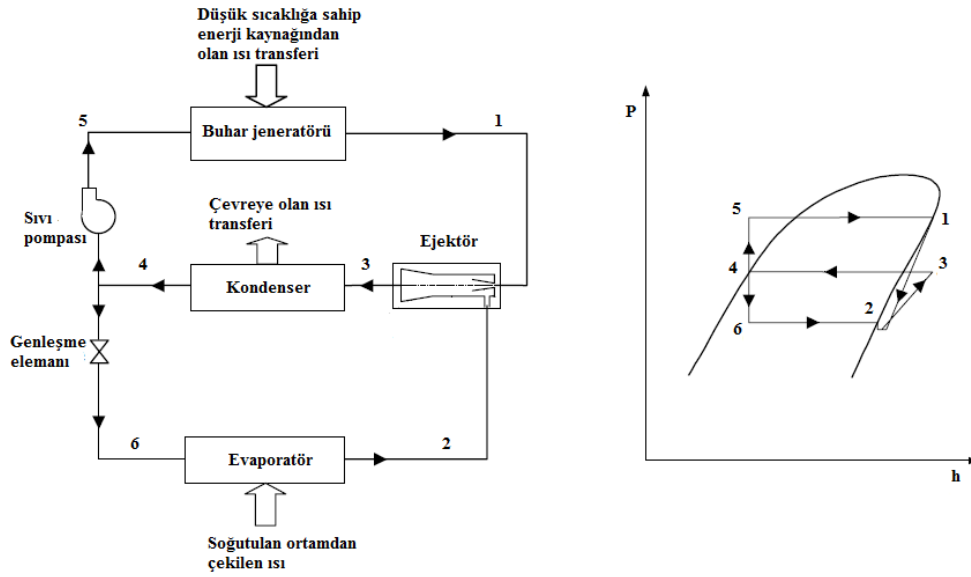
2. EJEKTÖRÜN SOĞUTMA ÇEVİMLERİNDE UYGULAMA ALANLARI

2.1. Harici Bir Isı Kaynağının Kullanıldığı Ejektörlü Soğutma Çevrimleri

Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimleri, günümüzdeki enerji kaynaklarının azlığı ve buna karşın enerjiye duyulan ihtiyacın giderek artması sebebiyle geleneksel soğutma çevrimlerine alternatif olarak geliştirilmiştir[6]. Bu soğutma çevrimlerinde ısı kaynağı olarak güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı enerjisi gibi düşük sıcaklığa sahip enerji kaynakları kullanılmaktadır[7]. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde çevre dostu akışkanların (su gibi) soğutucu akışkan olarak kullanılmasına olanak sağlanması, düşük kurulum maliyetlerinin olması, çevrimde kompresör yerine kullanılan ejektörün hareketsiz bir parça olması ve uzun süre kullanılabilmesi geleneksel soğutma çevrimlerine göre diğer avantajlardır[5,7,9,10]. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinin en büyük dezavantajlarından biri soğutma kapasitesinin ve COP değerinin geleneksel soğutma çevrimlerine göre düşük olmasıdır. Bu soğutma

çevrimlerinde COP değeri 0.1-0.3 arasında değişmektedir[6,11,12,13,14,15]. Bu çevrimlerin bir diğer dezavantajı ise çevrimde elektrik enerjisiyle çalışan pompanın kullanılmasıdır[14].

Şekil 7’de harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevriminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı verilmiştir. Soğutma çevrimi, buhar jeneratörü, ejektör, kondenser, sıvı pompası, genleşme elemanı ve evaporatör olmak üzere altı bileşenden oluşmaktadır. Düşük sıcaklığa sahip enerji kaynağından olan ısı transferi ile buhar jeneratöründe yüksek basınç ve sıcaklığa sahip doymuş buhar fazında soğutucu akışkan elde edilir (1 durumu). Yüksek basınç ve sıcaklığa sahip bu akışkan birincil akışkan olarak adlandırılmaktadır. Buhar jeneratörünü terk eden birincil akışkan ejektöre girerek birincil lüleden geçer. Birincil lüle girişinde yüksek basınca sahip soğutucu akışkan birincil lüle çıkışında ses üstü hızlara ulaşır ve genişleyerek evaporatör basıncından daha düşük bir basınç alanı oluşturur. Bu düşük basınç alanı sayesinde evaporatördeki düşük basınçlı doymuş buhar fazındaki ikincil akışkan (2 durumu) ejektör içerisine çekilir. Ejektör içerisinde yayıcıdan geçen karışmış haldeki soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı artar (3 durumu). Kızgın buhar fazında ejektörü terk eden karışmış haldeki soğutucu akışkan kondensere girer ve sabit basınç altında hal değiştirerek doymuş sıvı fazında kondenseri terk eder (4 durumu). Doymuş sıvı fazında kondenserden çıkan soğutucu akışkanın bir kısmı sıvı pompasından geçerken izentalpik olarak sıkıştırılır ve basıncı artar (5 durumu). Sıvı pompasından çıkan sıkıştırılmış sıvı fazındaki soğutucu akışkan buhar jeneratörüne girer. Doymuş sıvı fazında kondenserden çıkan soğutucu akışkanın diğer kısmı ise genleşme elemanında izentalpik olarak genişler ve düşük evaporatör basıncında genleşme elemanını terk eder (6 durumu). Düşük basınç ve sıcaklıkta evaporatöre giren soğutucu akışkan soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek sabit basınçta hal değiştirir ve doymuş buhar fazında evaporatörü terk eder (2 durumu) [16].



Şekil 7. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevriminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı[16]

Geleneksel soğutma çevrimlerinde COP değeri Şekil 1’de verilen P-h diyagramı dikkate alınarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunmaktadır[3].

$$COP_{gel} = \frac{Q_{evap}}{Q_{komp}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{komp}(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

Evaporatörden ve kompresörden geçen soğutucu akışkan debileri eşit olduğu için geleneksel soğutma çevrimlerinde COP değeri aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmektedir.

$$COP_{gel} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (5)$$

Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde ise COP değeri ise Şekil 7’de verilen P-h diyagramı dikkate alınarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmektedir[16].

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{buh.jen} + W_{pom}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_2 - h_4)}{\dot{m}_{buh.jen} [(h_1 - h_4) + v_4(P_1 - P_4)]} \quad (6)$$

Yukarıdaki eşitlikte Q_{evap} soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını, $Q_{buh.jen}$ düşük sıcaklığa sahip enerji kaynağından olan ısı miktarını, W_{pom} pompa tarafından tüketilen enerji miktarını ve v_4 pompa girişindeki özgül hacmi göstermektedir. Pompa tarafından tüketilen enerji miktarı buhar jeneratöründe buhar üretmek için gerekli enerji miktarının ($Q_{buh.jen}$) %1’inden daha düşük olduğu için genellikle COP değerinin hesaplanmasında dikkate alınmamaktadır[5].

Evaporatörden geçen soğutucu akışkan (ikincil akışkan) debisinin buhar jeneratöründen geçen soğutucu akışkan (birincil akışkan) debisine oranı karışım oranı olarak tanımlanmaktadır[10].

$$\text{Karışım oranı : } R_m = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{buh.jen}} \quad (7)$$

Buhar jeneratöründeki entalpi değişimi ile evaporatördeki entalpi değişimi arasındaki fark çok fazla olmadığından $COP \approx R_m$ olarak kabul edilmektedir. Bundan dolayı harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimlerinin performansı doğrudan doğruya karışım oranı ile ilişkilidir[10].

Aphornratana [17] tarafından yapılan deneysel çalışmada buhar jeneratöründe soğutucu akışkanı sıkıştırılmış sıvı fazından doymuş buhar fazına getirmek için gerekli elektriksel güç ve evaporatördeki doymuş sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkanı doymuş buhar fazına getirmek için gerekli elektriksel güç ölçülmüş ve böylece elektriksel güç girdisine dayalı COP_{elek} değerini belirlemiştir. Fakat bu hesaplamalar buhar jeneratörü ve evaporatörde olan ısı kaybı ve kazançlarını da içerdiğinden belli bir hata içermektedir.

$$COP_{el} = \frac{(VI)_{evap}}{(VI)_{buh.jen}} \quad (8)$$

Yukarıdaki eşitlikte V voltaj (V) değerini, I ise akım (A) değerini göstermektedir.

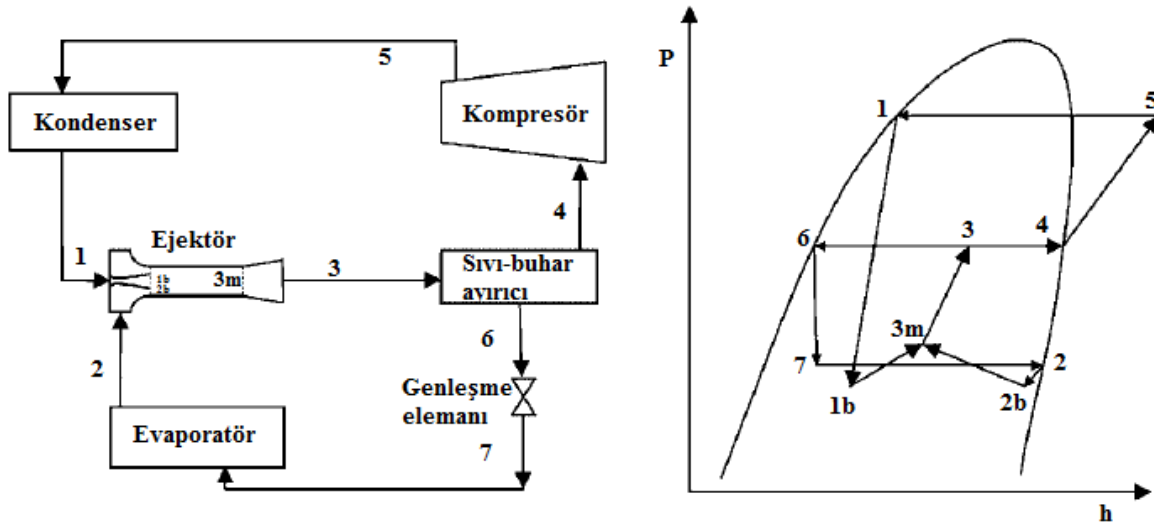
Sankarlal ve Mani [18] ejektörlü soğutma sistemlerinin performansına sıkıştırma oranı (compression ratio) ve genişleme oranı (expansion ratio) gibi boyutsuz parametrelerin etkisini araştırmak amacıyla deneyler gerçekleştirmişlerdir. Sıkıştırma oranı kondenser basıncının evaporatör basıncına oranı, genişleme oranı ise buhar jeneratörü basıncının evaporatör basıncına oranı olarak tanımlanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda sabit genişleme oranı için sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte COP değerinin azaldığı, sabit sıkıştırma oranı için genişleme oranının arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür.

2.2. Ejektörün Genleşme Elemanı Yerine Kullanıldığı Soğutma Çevrimleri

Geleneksel soğutma çevrimlerinde kondenser basıncındaki soğutucu akışkanı evaporatör basıncına düşürmek için genişleme elemanı olarak kılcal boru, ısıl genişleme elemanı veya diğer kısma elemanları kullanılmaktadır. Genleşme elemanlarındaki bu basınç düşümü izentalpik (sabit entalpide) olarak gerçekleşmektedir. İzentalpik kısıma, kısma işlemi sırasındaki enerji kaybından dolayı evaporatörün soğutma kapasitesinin düşmesine neden olur. Kısma işleminin mümkün olduğunca izantropik olarak gerçekleşmesi kısma işlemi sırasındaki enerji kaybının en aza indirgenmesi, böylece evaporatörün soğutma kapasitesinin artması anlamına gelmektedir. Kısma işleminin izantropik olarak

gerçekleşmesi amacıyla genişleme elemanı yerine ejektör kullanılmaktadır. Ayrıca genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde kompresör giriş basıncı artmakta, böylelikle kompresör tarafından tüketilen enerji miktarı azalmaktadır. Bu sebepten dolayı genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansı geleneksel soğutma çevrimlerine göre daha yüksektir[3,8,19,20].

Şekil 8'de genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin şematik gösterimi ve P-h diyagramı verilmiştir. Soğutma çevrimi temel olarak kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme elemanı, sıvı-buhar ayırıcı ve ejektörden oluşmaktadır. Kondenserden çıkan (1 durumu) doymuş sıvı fazındaki soğutucu akışkan birincil lüleden geçer ve birincil lüle çıkışında evaporatör basıncından daha düşük bir basınç alanı oluşturur (1b durumu). Bu düşük basınç alanı sayesinde evaporatördeki düşük basınçlı (2 durumu) doymuş buhar fazındaki ikincil akışkan ejektör içerisine çekilir (2b durumu). Birincil ve ikincil akışkan karışım odasında karışarak 3m durumunda karışım odasını terk eder. Karışım haldeki soğutucu akışkan yayıcıdan geçerek ejektörü terk eder (3 durumu). Ejektörü terk eden sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkan sıvı-buhar ayırıcısına girer. Buradan soğutucu akışkanın bir kısmı doymuş buhar halinde kompresöre (4 durumu), bir kısmı ise doymuş sıvı halinde genişleme elemanına (6 durumu) gider. Soğutucu akışkan genişleme elemanından geçerek basıncı düşer ve böylelikle evaporatör basıncına (7 durumu) kısılır. Evaporatöre giren sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkan sabit basınçta hal değiştirerek doymuş buhar halinde evaporatörü terk eder (2 durumu). Diğer taraftan doymuş buhar halinde kompresöre giren soğutucu akışkan kompresörden kızgın buhar fazında ve kondenser basıncında çıkar (5 durumu). Kondensere giren kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan sabit basınçta hal değiştirerek doymuş sıvı halinde kondenseri terk eder (1 durumu)[21].



Şekil 8. Ejektörün genişleme elemanı yerine kullanıldığı soğutma çevriminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı [20]

Genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde COP değeri Şekil 8'de verilen P-h diyagramı dikkate alınarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmektedir.

$$COP_{ej} = \frac{Q_{evap}}{W_{komp}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_2 - h_7)}{\dot{m}_{komp}(h_5 - h_4)} \quad (9)$$

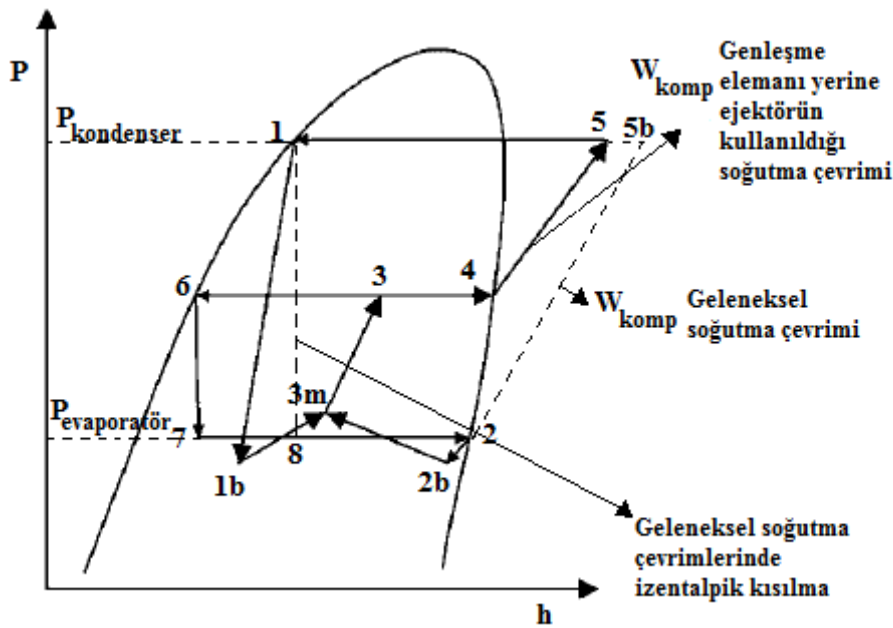
Evaporatörden geçen soğutucu akışkan (ikincil akışkan) debisinin kompresörden geçen soğutucu akışkan (birincil akışkan) debisine oranı karışım oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\text{Karışım oranı} : \mu = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{komp}} \quad (10)$$

Kompresör emme basıncının evaporatör basıncına oranı basınç kaldırma oranı (pressure lifting ratio) olarak tanımlanmaktadır.

$$P_L = \frac{P_4}{P_2} \quad (11)$$

Şekil 9'da genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimi ve geleneksel soğutma çevrimi P-h diyagramı aynı diyagram üzerinde verilmiştir. 2,5b,1,8 ve 2 noktalarının oluşturduğu çevrim geleneksel soğutma çevrimini gösterirken, genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevriminde birincil ve ikincil akış olmak üzere iki akış vardır. Şekil 9'dan da görüleceği üzere geleneksel soğutma çevrimlerinde kompresör emme basıncı genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerine göre daha yüksektir. Bu da geleneksel soğutma çevrimlerinde kompresöre verilmesi gereken enerji miktarının daha fazla olması gerektiği anlamına gelmektedir. Yani genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansı geleneksel soğutma çevrimlerinin performansına göre daha yüksektir.



Şekil 9. Geleneksel soğutma çevrimi ve genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimi P-h diyagramı [3]

Yapılan bazı çalışmalarda genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin aynı koşullarda çalışan geleneksel soğutma çevrimlerine göre performansının ne kadar değiştiğini belirlemek amacıyla COP artma oranı (COP_{im}) tanımlanmıştır[20,21,22,23].

$$COP_{im} = \frac{COP_{ej} - COP_{std}}{COP_{std}} \quad (12)$$

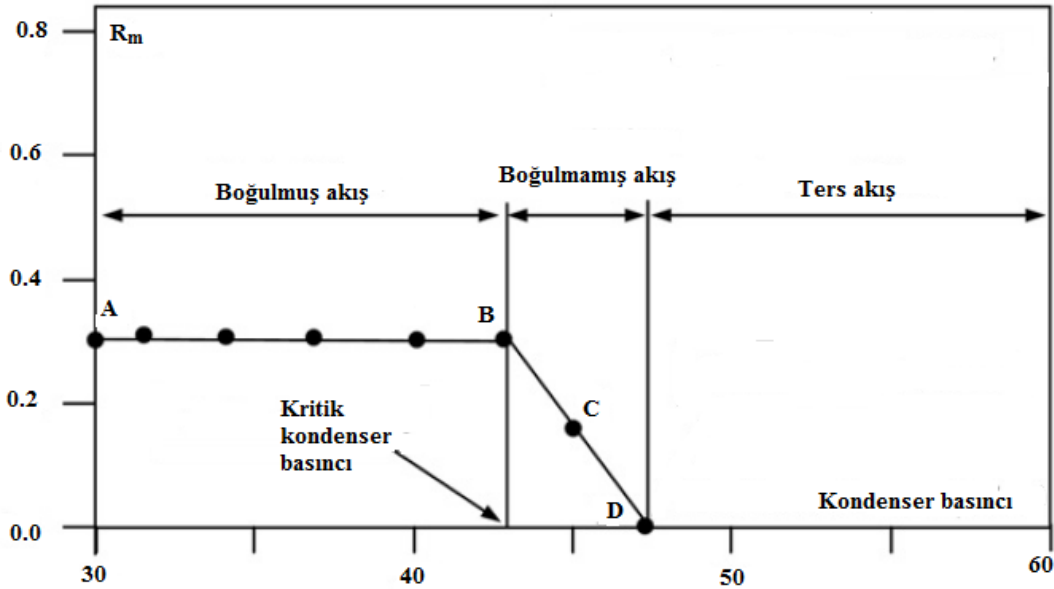
Nehdi [24] v.d. tarafından yapılan çalışmada ise genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin aynı koşullarda çalışan geleneksel soğutma çevrimlerine göre performansının ne kadar değiştiğini belirlemek amacıyla performans oranı (COP_r) tanımlanmıştır.

$$COP_r = \frac{COP_{ej}}{COP_{std}} \quad (13)$$

3. EJEKTÖR TASARIM PARAMETRELERİNİN PERFORMANSA ETKİSİ

3.1. Kondenser Basıncının-Sıcaklığının Performansa Etkisi

Kondenser basıncının performansa etkisi incelendiğinde performans eğrisinin boğulmuş akış, boğulmamış akış ve ters akış olmak üzere üç bölgeden oluştuğu görülmektedir. Boğulmuş ve boğulmamış akış bölgeleri birbirinden kritik kondenser basıncı ile ayrılmaktadır. Düşük kondenser basınçlarında ikinci boğulma(şok) konumu (karışmış haldeki soğutucu akışkan hızının ses hızına düştüğü konum) sabit alanlı karışma odasının çıkışına yakın bir konumdayken kondenser basıncı arttıkça (A'dan D'ye doğru (Şekil10)) ikinci boğulma(şok) konumu geriye sabit boğaz alanlı karışma odasının girişine doğru kaymaktadır. Kondenser basıncının kritik kondenser basıncının altında olması durumunda ejektör performansı kondenser basıncından etkilenmemektedir (Boğulmuş Akış Bölgesi). Kondenser basıncının kritik kondenser basıncını aşması durumunda ikinci boğulma konumu karışma olayının gerçekleştiği konuma yaklaşmakta ve karışma olayının gerçekleşmesini engellemekte, dolayısıyla ejektör içerisine çekilen ikincil akışkan debisinin hızla düşmesine sebep olmaktadır(Boğulmamış Akış Bölgesi). Kondenser basıncının daha da artması durumunda ise birincil lüleden giren soğutucu akışkan kondensere girmek yerine ters akışa uğrayarak evaporatöre girmektedir(Ters Akış Bölgesi)[10].



Şekil 10. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde kondenser basıncının performansa etkisi (Sabit buhar jeneratörü ve evaporatör sıcaklığında) [10]

Yapıcı [7] tarafından yapılan çalışmada ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını en çok etkileyen parametrelerden biri olan kondenser basıncının etkisi incelenmiştir. Bu amaçla buhar jeneratörü sıcaklığının 98°C ve evaporatör sıcaklığının 10°C olduğu koşulda deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda belirli bir kondenser basıncına (kritik kondenser basıncı) kadar performansın kondenser basıncından etkilenmediği, ancak kritik kondenser basıncından sonra sert bir düşüş gösterdiği görülmüştür.

Disawas ve Wongwises [8,22] genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla gerçekleştirdikleri deneylerde çalışma akışkanı olarak R134a kullanmışlardır. Deneyler soğutma suyu sıcaklığı 27-37°C ve ısıtma suyu sıcaklığı 8-16°C için yapılmıştır. Genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimiyle geleneksel soğutma çevriminin aynı çalışma koşulları için performans değerleri karşılaştırıldığında genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevriminin COP değerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Sabit ısıtma suyu sıcaklıklarında artan soğutma suyu sıcaklıklarıyla birlikte kompresör basınç oranı ve kompresör çıkış basıncı artarken COP değeri azalmaktadır.

Eames vd. [15] tarafından evaporatör sıcaklığının 12°C ve buhar jeneratörü sıcaklığının 110°C olduğu koşulda birincil lüle boğaz çapının 2.2 mm olduğu ejektör için yapılan deneyler sonucunda COP değerinin kritik kondenser basıncına kadar değişmediği görülmüştür. Kondenser basıncının kritik kondenser basıncını aşması durumunda ise COP değeri düşmektedir.

Aphornratana [17] tarafından sistem performansına çalışma koşullarının etkisini araştırmak amacıyla yapılan deneylerde birincil lüle boğaz çapı ve birincil lüle çıkış çapı sırasıyla 2.0 mm ve 8.0 mm olan ejektör kullanılmıştır. Yapılan deneyler ile sabit buhar jeneratörü sıcaklıklarında ($T_{\text{buh.jen}}=120^{\circ}\text{C}$) ve sabit evaporatör sıcaklıklarında ($T_{\text{evap}}=5^{\circ}\text{C}$) artan kondenser basıncı ile COP değerinin değişmediği, ancak kondenser basıncının kritik kondenser basıncını aşması durumunda COP değerinin hızla düştüğü görülmüştür.

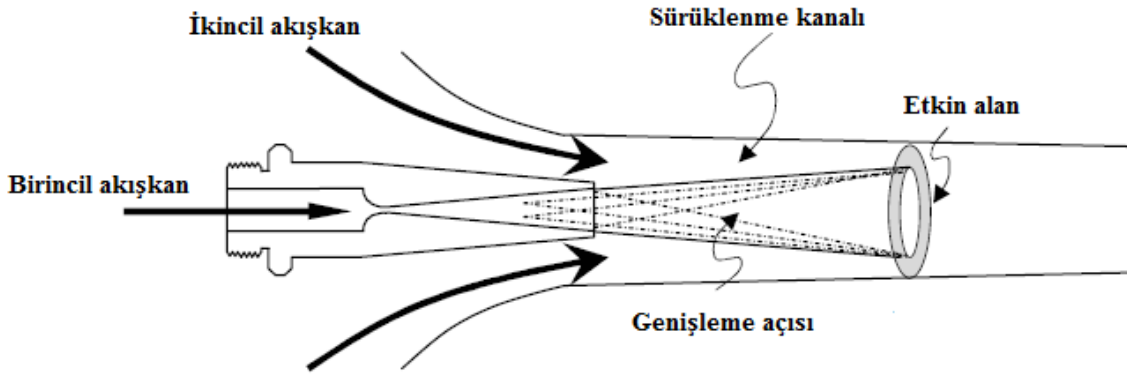
Bilir ve Ersoy [20] genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma sistemlerinin performansını araştırmışlardır. Çalışma akışkanı olarak R134a seçilmiştir. Oluşturulan 1-boyutlu modelde birincil lüle verimi 0.9 ve yayıcı verimi 0.8 alınırken izantropik kompresör verimi 0.75 olarak alınmıştır. Sabit evaporatör sıcaklığı için ($T_{\text{evap}}=5^{\circ}\text{C}$) COP artma oranının ve karışım oranının kondenser basıncı ile değişimi incelenmiştir. Geleneksel soğutma çevrimlerinde kondenser sıcaklığı arttıkça genleşme elemanındaki kayıplarda artmaktadır. Genleşme elemanı yerine ejektörün kullanılmasıyla bu kayıplar giderilmekte böylece kompresör tarafından tüketilen enerji miktarı azalmaktadır. Böylece artan kondenser sıcaklığıyla birlikte COP artma oranı artmaktadır. Ayrıca kondenser sıcaklığı arttıkça birincil akışkan debisi artmakta dolayısıyla karışım oranı azalmaktadır.

Varga vd. [25] tarafından buhar jeneratörü sıcaklığı 70-90°C, kondenser sıcaklığı 25-44°C ve evaporatör sıcaklığı 10°C için yapılan HAD analizlerinde çalışma akışkanı olarak R152a ve R600a kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda her iki soğutucu akışkan içinde kondenserin kritik kondenser basıncının altında çalışması durumunda COP değerinin kondenser basıncından etkilenmediği ancak kondenser basıncının kritik kondenser basıncını aşması durumunda COP değerinin hızlı bir düşüş gösterdiği görülmüştür. Ayrıca aynı çalışma koşulları için R152a'nın kullanıldığı sistemin COP değeri ve kritik kondenser basıncı daha yüksek bulunmuştur.

Yapıcı ve Yetişen [26] tarafından çalışma koşullarının ejektörlü soğutma sistemlerinin performansına olan etkisini araştırmak amacıyla yapılan deneysel çalışmada kullanılan ejektörün birincil lüle çapı 2.6 mm, karışım odası çapı 8.6 mm ve birincil lüle çıkış konumu $NXP=0$ mm'dir. Çalışma akışkanı olarak R11 kullanılmıştır. Buhar jeneratörü sıcaklığı 102°C ve evaporatör sıcaklığı 9.5°C için yapılan deneysel incelemeler sonucunda kritik kondenser basıncı 135 kPa civarında bulunmuştur. Ayrıca sistemin kritik kondenser basıncının altında çalışması durumunda COP değerinin 0.2, soğutma kapasitesinin ise 710 W civarında olduğu görülmüştür.

3.2. Buhar Jeneratörü Basıncının-Sıcaklığının Performansa Etkisi

Ejektörün düşük buhar jeneratörü basınçlarında çalıştırılması durumunda, birincil lüleden çıkan birincil akışkanın hızı düşüktür ve küçük bir genişleme açısıyla birincil lüleyi terk eder. Böylece ikincil akışkanın ejektör içerisinde birincil akışkana karışmadığı sürüklenme kanalı (entrained duct) adı verilen kanal uzun ve geniş olur. Bu da evaporatörden çekilen soğutucu akışkanın artmasına dolayısıyla performansın artmasına sebep olur.



Şekil 11. Sürüklenme kanalı, genişleme açısı ve etkin alan [27]

Birincil akışkana karışmadan sürüklenme kanalı boyunca akan ikincil akışkanın şoka uğradığı (hızının ses hızına eşit olduğu) konum etkin alan olarak tanımlanmıştır. Karışma olayı etkin alanın ötesinde gerçekleşmektedir ve azalan buhar jeneratörü sıcaklığıyla birlikte etkin alan akış yönünde kaymaktadır[10,27].

Pianthong vd. [4] tarafından sabit alan modeli ve sabit basınç modeli kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Çalışma sonucunda her iki ejektör modeli içinde artan buhar jeneratörü sıcaklığıyla birlikte kritik kondenser basıncının arttığı, COP değerinin ise azaldığı görülmüştür. Aynı çalışma koşulları için sabit alan modelinin performansı daha yüksektir.

Ruangtrakoon vd. [10] tarafından buhar jeneratörü sıcaklığı 110-150°C ve evaporatör sıcaklığı 7.5°C için yapılan HAD analizlerinde çalışma akışkanı olarak su seçilmiştir. Yapılan analizler sonucunda buhar jeneratörü sıcaklığı arttıkça COP değerinin azaldığı buna karşın kritik kondenser basıncının arttığı görülmüştür.

Yapıcı ve Ersoy [16] sabit alan modelini kullanarak çeşitli çalışma koşulları için ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını belirlemiştir. Çalışma akışkanı olarak R123 kullanılmıştır. Analitik hesaplamalarda ilk olarak sabit kondenser, evaporatör ve buhar jeneratörü sıcaklıkları için optimum COP değerini verecek ejektör geometrisi belirlenmiştir. Bu amaçla kondenser sıcaklığı 30°C, evaporatör sıcaklığı 5°C ve buhar jeneratörü sıcaklığı sırasıyla 60,80 ve 100°C olarak alınmıştır. Yapılan tüm analitik hesaplamalarda birincil lüle ve yayıcı verimleri birbirine eşit ve 0.85 olarak alınmıştır. Sabit kondenser ($T_{kon}=30^{\circ}\text{C}$) ve evaporatör ($T_{evap}=5^{\circ}\text{C}$) sıcaklıklarında optimum COP değerinin farklı buhar jeneratörü sıcaklıkları için değişimi incelendiğinde buhar jeneratörü sıcaklığının arttıkça optimum COP değerinin arttığı fakat bunun için daha büyük ejektör alan oranına ihtiyaç duyulduğu görülmüştür.

Yen vd. [28] tarafından buhar jeneratörü sıcaklığı 90,100,110°C, kondenser sıcaklığı 35°C, evaporatör sıcaklığı 15°C ve ejektör alan oranı 7.2,9.4 ve 12.0 için yapılan HAD analizlerinde artan buhar jeneratörü sıcaklığıyla birlikte COP değerinin azaldığı görülmüştür. Fakat her bir ejektör alan oranı için elde edilen optimum performans değerleri artan buhar jeneratörü sıcaklığıyla birlikte artış göstermektedir.

Chen vd. [29] buhar jeneratörü sıcaklığının optimum COP değerine ve bu optimum COP değerini sağlamak için gerekli ejektör alan oranına etkisini araştırmak amacıyla evaporatör sıcaklığını 10°C ve kondenser sıcaklığını 35°C olarak analitik hesaplamalar gerçekleştirmişlerdir. Buna göre artan buhar jeneratörü sıcaklığıyla optimum COP değeri artmakta fakat bu optimum COP değerini sağlamak için gerekli ejektör alan oranı da artmaktadır.

3.3. Evaporatör Basıncının-Sıcaklığının Performansa Etkisi

Evaporatör basıncı arttıkça etkin alan akış yönünde kaymaktadır. Bu da sürüklenme kanalının uzun ve geniş olmasına dolayısıyla ejektör içine çekilen ikincil akışkan debisinin artmasına sebep olmaktadır. Artan karışım oranıyla birlikte performansta artış göstermektedir[27].

Chandra vd. [5] tarafından Yapılan çalışmada sabit alanlı ejektörlerin (constant area ejector) ve değişken alanlı ejektörlerin (variable area ejector) performansı deneysel olarak belirlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda sabit alanlı ejektörün kullanıldığı sistemin COP değerinin artan evaporatör sıcaklığıyla birlikte arttığı, değişken alanlı ejektörün kullanıldığı sistemin COP değerinin ise evaporatör sıcaklığının değişiminden çok fazla etkilenmediği görülmüştür.

Striveerakul vd. [6] çalışma koşullarının ve ejektör geometrisinin performansa etkisini araştırmak amacıyla deneysel olarak ve HAD yöntemini kullanarak çalışmışlardır. Buhar jeneratörü sıcaklığının 130°C, kondenser basıncının 40 mbar ve evaporatör sıcaklıklarının 5°C ve 10°C olduğu koşullar için yapılan analiz sonuçları incelendiğinde artan evaporatör sıcaklığıyla birlikte performansında arttığı görülmektedir. Ayrıca deneysel sonuçlarla HAD yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar arasında da iyi bir uyum olduğu gözlenmiştir.

Disawas ve Wongwises [8,22] genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla gerçekleştirdikleri deneylerde çalışma akışkanı olarak R134a kullanmışlardır. Deneyler soğutma suyu sıcaklığı 27-37°C ve ısıtma suyu sıcaklığı 8-16°C için yapılmıştır. Sabit soğutma suyu sıcaklıklarında artan ısıtma suyu sıcaklıklarıyla birlikte kompresör basınç oranı ve kompresör çıkış basıncı azalırken COP değeri artmaktadır. Isıtma suyu sıcaklığıyla evaporatör basıncının değişimi incelendiğinde ise sabit soğutma suyu sıcaklıklarında artan ısıtma suyu sıcaklıklarıyla evaporatör basıncının arttığı görülmüştür.

Aphornratana vd. [13] tarafından hem karışım odası kesitinin değişmediği ejektörün kullanıldığı hem de karışım odası kesitinin yakınsak lüle şeklinde olduğu ejektörün kullanıldığı buhar jeneratörü sıcaklığının 110°C ve kondenser sıcaklığının 35°C olduğu koşullarda gerçekleştirilen deneylerde evaporatör sıcaklığının arttıkça COP değerinin arttığı fakat evaporatör sıcaklığının belli bir değerin altına düşmesinden sonra(kritik evaporatör basıncı) ejektörün evaporatördeki soğutucu akışkanı çekememesinden dolayı COP değerinde sert bir düşüşün olduğu görülmüştür. Deneylerde çalışma akışkanı olarak R11'in kullanılmıştır.

Eames vd. [15] ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını çeşitli çalışma koşulları için belirlemişlerdir. Deneylerde çalışma akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. Buhar jeneratörü sıcaklığının 110°C, kondenser sıcaklığının 32°C olduğu koşulda birincil lüle boğaz çapı 2.2 mm olan ejektör için yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde evaporatör sıcaklığının arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür.

Elgendy [21] geleneksel soğutma çevrimlerinde kullanılan genişleme elemanı yerine iki fazlı ejektörün kullanılması durumunda performansın nasıl etkileneceğini incelemek amacıyla teorik çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışma akışkanı olarak R134a tercih edilmiştir. Oluşturulan matematiksel model ile buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığının, aşırı soğutma ve kızgınlık derecesinin, birincil lüle,emiş odası ve yayıcı verimlerinin ve kompresörün izentropik veriminin bilinmesi durumunda iteratif olarak yapılan hesaplamalar sonucunda iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinin COP değeri hesaplanmaktadır. Bu modelde karışım oranı başlangıçta tahmini bir değer seçilmekte daha sonra yapılan iteratif hesaplamalarla gerçek karışım oranı değeri belirlenmektedir. Teorik hesaplamalar yoğunlaşma sıcaklığı 35-50°C, buharlaşma sıcaklığı -20-5°C, birincil lüle,emiş odası ve yayıcı verimleri 0.75-0.95 ve aşırı soğutma ve kızgınlık derecesi 0-15 için yapılmıştır. Buharlaşma sıcaklığının COP değerine etkisi araştırıldığında buharlaşma sıcaklığının arttıkça hem geleneksel soğutma çevrimlerinin hem de iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinin COP değerlerinin arttığı görülmüştür. Tüm buharlaşma sıcaklıkları için iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinin COP değeri geleneksel soğutma çevrimlerinin COP değerinden yüksektir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça COP artma oranı azalma göstermektedir.

Yapıcı ve Yetişen [26] tarafından yapılan deneylerde buhar jeneratörü sıcaklığı 99.5°C için üç farklı kondenser basıncında (116,132 ve 136 kPa) COP değerinin evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi

incelenmiştir. Sabit buhar jeneratörü sıcaklığında ve kondenser basıncında artan evaporatör sıcaklığıyla birlikte COP değeri artmaktadır. Ayrıca sabit evaporatör sıcaklığı için azalan kondenser basıncı ile birlikte COP değeri artmakta ve düşük kondenser basınçları için sistem düşük evaporatör sıcaklıklarında da çalışmaktadır.

Eames vd. [30] harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimlerinin performansını analitik ve deneysel olarak belirlemişlerdir. Hem analitik olarak elde edilen hem de deneysel olarak elde edilen sonuçlar incelendiğinde belirli bir buhar jeneratörü ve kondenser sıcaklığı için evaporatör sıcaklığının arttıkça COP değerinin arttığı görülmüştür.

3.4. Ejektör Alan Oranının Performansa Etkisi

Ejektör boğaz alanının birincil lüle boğaz alanına oranı ejektör alan oranı olarak tanımlanmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda ejektör alan oranının performansa etkisini araştırmak amacıyla ejektör boğaz alanı sabit tutulurken birincil lüle boğaz alanı eksenal doğrultuda hareket edebilen bir mil (spindle) yardımıyla değiştirilmiştir [7, 11, 14, 31].

Varga vd. [9] HAD yöntemini kullanarak buhar jeneratörü sıcaklığının 90°C ve evaporatör sıcaklığının 10°C olduğu koşulda çeşitli kondenser basınçları için analizler gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Analizler sonucunda ejektör alan oranının arttıkça COP değerinin arttığı buna karşın kritik kondenser basıncının azaldığı görülmüştür.

Ruangtrakoon vd. [10] tarafından performansa birincil lüle boğaz çapının etkisini araştırmak amacıyla birincil lüle boğaz çapları sırasıyla 1.4 mm, 1.7 mm ve 2.0 mm olan ejektörlerin HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda birincil lüle boğaz çapının arttıkça performansın azaldığı, fakat kritik kondenser basıncının arttığı görülmüştür.

Ma vd. [11] tarafından birincil lüle uzunluğu 97 mm ve 155 mm olan ejektörlerle buhar jeneratörü sıcaklığı 87°C ve evaporatör sıcaklığı 10°C için yapılan deneysel çalışmalarda kısa boylu birincil lüle için maksimum COP değeri mil 8 mm konumundayken, uzun boylu birincil lüle için ise maksimum COP değeri mil 14 mm konumundayken elde edilmiştir.

Yapıcı vd. [14] harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemlerinin performansına ejektör alan oranının etkisini araştırmak amacıyla ejektör alan oranı farklı 6 adet ejektör ile deneysel çalışmalar gerçekleştirmiş ve çalışma akışkanı olarak R123 kullanmışlardır. Bu amaçla evaporatör sıcaklığının 10°C ve kondenser basıncının 125 kPa olduğu koşulda çeşitli buhar jeneratörü sıcaklıkları için her bir ejektörün optimum performansı belirlenmiştir. Buna göre ejektör alan oranı arttıkça hem optimum COP değeri hem de optimum buhar jeneratörü sıcaklığı artmaktadır.

Aphornratana [17] ejektör alan oranının performansa etkisini araştırmak amacıyla birincil lüle boğaz çapı ve birincil lüle çıkış çapı birbirinden farklı 2 adet ejektör kullanarak deneyler gerçekleştirmişlerdir. Bu ejektörlerden ilkinin birincil lüle boğaz çapı 2.0 mm, birincil lüle çıkış çapı 8.0 mm iken diğerinin ise birincil lüle boğaz çapı 1.6 mm, birincil lüle çıkış çapı 6.0 mm'dir. İlk ejektörün ejektör alan oranı 81, diğerinin 127'dir. Buhar jeneratörü sıcaklığının 120°C ve evaporatör sıcaklığının 5°C olduğu koşulda çeşitli kondenser sıcaklıkları için yapılan deneyler sonucunda ejektör alan oranının arttıkça COP değerinin arttığı kritik kondenser basıncının azaldığı görülmüştür.

Chaiwongsa ve Wongwises [23] genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde, ortalama evaporatör basıncına, kompresör basınç oranına, kompresör çıkış sıcaklığına ve COP değerine birincil nozul boğaz çapının etkisini araştırmak amacıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla birincil lüle boğaz çapı 1.0, 0.9 ve 0.8 mm olan üç farklı iki fazlı ejektör kullanılmıştır. Çalışma akışkanı olarak R134a tercih edilmiştir. Deneyler soğutma suyu sıcaklığı 26.5-38.5°C ve ısıtma suyu sıcaklığı 8-16°C olduğu koşullar için gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda birincil lüle boğaz çapı 1 mm için ortalama evaporatör basıncının en yüksek değerinde olduğu, birincil lüle boğaz çapı 1 mm için kompresör basınç oranının en düşük değerinde olduğu, birincil lüle boğaz çapı 1 mm için kompresör çıkış sıcaklığının en yüksek değerinde olduğu ve birincil lüle boğaz çapı 0.8 mm için COP değerinin en yüksek değerinde olduğu görülmüştür.

Nehdi vd. [24] genleşme elemanı yerine iki fazlı ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansına ejektör alan oranının etkisini araştırmışlardır. Kondenser sıcaklığının 30°C ve evaporatör sıcaklığının -15°C olduğu koşulda R134a, R141b, R142b ve R404a soğutucu akışkanları için farklı ejektör alan oranlarında analitik çalışmalar yapılmıştır. Sonuçta ejektör alan oranının arttıkça kompresör basınç oranının belli bir değere kadar azaldığı bu değerden sonra tekrardan artış gösterdiği görülmüştür. Ayrıca ejektör alan oranı arttıkça performans oranı (COP_e) belli bir değere kadar artmakta bu değerden sonra azalmaktadır. Aynı koşullar altında performans oranı en yüksek olan soğutucu akışkan R141b'dir.

Varga vd. [25] tarafından buhar jeneratörü sıcaklığı 85°C, kondenser sıcaklığı 31°C ve evaporatör sıcaklığı 10°C için yapılan HAD analizlerinde mil 1 mm konumundayken ejektörün ikincil akışkanı çekmediği (ters akış var), 2 mm konumundayken kondenser basıncının kritik kondenser basıncından yüksek olduğu ve 8 mm konumundayken ejektörün düzgün bir şekilde çalıştığı görülmüştür.

Lin vd. [31] birden çok evaporatöre sahip soğutma sistemlerinde ayarlanabilir ejektörün performansını belirlemek amacıyla deneyler gerçekleştirmiş ve çalışma akışkanı olarak R134a kullanmışlardır. Birden çok evaporatörlü soğutma sistemlerinde bulunan evaporatörlerden her biri farklı amaçlar için (iklimlendirme, soğutma, dondurma v.b) kullanılmaktadır. İklimlendirme sistemlerinde kullanılmak üzere tasarlanmış evaporatördeki soğutma yükü değişkenlik gösterebileceğinden bu değişken yüklerle uyum sağlayabilmek amacıyla bu evaporatöre bağlanmış ejektör ayarlanabilir olarak tasarlanmıştır. Yapılan çalışma da birincil lüle boğaz alanının değişimini göstermek amacıyla Blokaj Alan Oranı (BAR) tanımlanmıştır. Blokaj alan oranı milin (spindle) birincil lüle boğazındayken sahip olduğu maksimum kesit alanının birincil lüle boğaz alanına oranıdır. Blokaj alan oranı arttıkça (birincil lüle boğaz alanı azalırken ejektör alan oranı artmakta) COP değeri de artış göstermektedir.

Pounds vd. [32] harici bir ısı kaynağının kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla çalışmışlardır. Çalışmalar iki farklı ejektör kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bunlardan ilkinin birincil lüle boğaz çapı 1.2 mm, ejektör alan oranı 251'dir. Diğerinin ise birincil lüle boğaz çapı 1.6 mm, ejektör alan oranı 141'dir. Yapılan çalışmalar sonucunda yüksek evaporatör sıcaklıklarında ($T_{\text{evap}}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{evap}}=10^{\circ}\text{C}$) aynı buhar jeneratörü sıcaklıkları için ejektör alan oranının arttıkça COP değerinin arttığı kritik kondenser basıncının azaldığı görülmüştür.

Selvaraju ve Mani [33] tarafından çalışma akışkanı olarak R134a'nın kullanıldığı buhar jeneratörü sıcaklığının 75°C, evaporatör sıcaklığının 5°C ve kondenser sıcaklığının 27°C olduğu koşullar için gerçekleştirilen deneyler sonucunda ejektör alan oranının artmasıyla birlikte COP değerinin de arttığını görülmüştür.

3.5. Birincil Lüle Çıkış Konumunun (NXP) Performansa Etkisi

Birincil lüle çıkış düzlemi ile karışım odası giriş düzlemi arasındaki uzaklık birincil lüle çıkış konumu olarak tanımlanmaktadır. Birincil lülenin NXP=0 konumundan ejektör içerisine doğru hareketi pozitif yönde hareket, ejektör dışına doğru hareketi negatif yönde hareket olarak tanımlanmaktadır.

Pianthong vd. [4] tarafından sabit alan modeli ve sabit basınç modeli kullanılarak birincil lüle çıkış konumunun performansa etkisini araştırmak amacıyla yapılan HAD analizlerinde birincil lülenin ejektör içerisine doğru hareket ettikçe COP değerinin artış gösterdiği fakat bu artışın sürekli olmayıp belirli bir birincil lüle çıkış konumu için optimum değere ulaştığı görülmüştür.

Yapıcı [7] tarafından optimum birincil lüle çıkış konumunun (emiş odası veya evaporatördeki basıncın çeşitli birincil lüle çıkış konumları için minimum olduğu değer) belirlenmesi amacıyla kondenser basıncının 125 kPa ve buhar jeneratörü basıncının 752.4 kPa (98°C) olduğu koşulda çeşitli birincil lüle çıkış konumları için yapılan deneysel çalışmalar sonucunda optimum birincil lüle çıkış konumu NXP=-5 mm olarak bulunmuştur.

Aphornratana ve Chunnanond [27] tarafından buhar jeneratörü sıcaklığı 130°C ve evaporatör sıcaklığı 5°C için yapılan deneysel incelemede birincil lülenin başlangıç konumundan (NXP=0) ejektör dışına

doğru(negatif yönde) hareket ettirilmesiyle COP değerinin arttığı kritik kondenser basıncının ise azaldığı görülmüştür.

Pounds vd. [32] birincil lüle çıkış konumunun performansa etkisini araştırmak amacıyla buhar jeneratörü sıcaklığının 130°C, evaporatör sıcaklığının 15°C ve kondenser basıncının kritik kondenser basıncına eşit olduğu koşulda deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda birincil lüle çıkış konumunun ejektör içerisine doğru hareket ettikçe COP değerinin arttığı fakat optimum bir değerden sonra tekrar azaldığı görülmüştür. Optimum birincil lüle çıkış konumu buhar jeneratörü ve evaporatör sıcaklığına bağlıdır. Fakat buhar jeneratörü sıcaklığı evaporatör sıcaklığına göre optimum birincil lüle çıkış konumunu daha çok etkilemektedir.

Scott vd. [34] tarafından yapılan HAD analizlerinde çalışma akışkanı olarak R141b ve R245fa kullanılmıştır. Buhar jeneratörü sıcaklığı 80°C ve evaporatör sıcaklığı 10°C için yapılan analizlerde ejektör performansına birincil lüle çıkış konumunun etkisi incelendiğinde performansın çok az değişkenlik gösterdiği sonucuna varılmıştır.

SONUÇ

Bu çalışmada soğutma çevrimlerinde ejektör kullanımıyla ilgili detaylı bir araştırma yapılmıştır. Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimleriyle ilgili yapılmış bir çok çalışma bulmak mümkünken, ejektörün genişleme elemanı yerine kullanıldığı soğutma çevrimleriyle ilgili yapılmış çalışmaların az olması dikkat çekicidir.

Ejektörlü soğutma çevrimlerinde performansı belirleyen en önemli unsur çalışma koşulları ve kullanılan soğutucu akışkandır. Çalışma koşullarına ve soğutucu akışkana göre soğutma sisteminde kullanılan ejektörün boyutlandırılması gerekmektedir.

Harici bir ısı kaynağının kullanıldığı ejektörlü soğutma çevrimlerinde,

- Kondenserin kritik kondenser basıncının altında çalışması durumunda COP değeri kondenser basıncından etkilenmemekte ancak kondenser basıncının kritik kondenser basıncını aşması durumunda COP değeri hızla düşmektedir.
- Buhar jeneratörü sıcaklığı arttıkça COP değeri azalmakta buna karşın kritik kondenser basıncı artmaktadır.
- Evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değeri artmaktadır.
- Ejektör alan oranı arttıkça COP değeri artmakta iken kritik kondenser basıncı azalmaktadır.
- Optimum birincil lüle çıkış konumu buhar jeneratör ve evaporatör sıcaklığına göre değişkenlik göstermektedir. Buhar jeneratörü sıcaklığını evaporatör sıcaklığına göre optimum birincil lüle çıkış konumunu daha çok etkilemektedir.

Genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde,

- Sabit ısıtma suyu sıcaklıklarında artan soğutma suyu sıcaklıklarıyla birlikte kompresör basınç oranı ve kompresör çıkış basıncı artarken COP değeri azalmaktadır.
- Artan kondenser sıcaklıklarıyla birlikte COP artma oranı artmaktadır.
- Sabit soğutma suyu sıcaklıklarında artan ısıtma suyu sıcaklıklarıyla birlikte kompresör basınç oranı ve kompresör çıkış basıncı azalırken COP değeri artmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma INDESIT COMPANY Beyaz Eşya Sanayi ve Ticaret A.Ş. ile birlikte yürütülen ve Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SAN-TEZ projesi olarak desteklenmiş olup, devam eden bir projedir. Destekleri için teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

- [1] YAKIN, M. “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi”, Bilim Uzmanlığı Tezi, Haziran 2007.
- [2] ARTAR, H. “Akış Özelliklerinin Ejektör Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Mayıs 2010.
- [3] Sumeru, K., Nasution, H. and Ani, F.N. “A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012.
- [4] PIANTHONG, K., SEEHANAM, W., BEHNIA, M., SRIVEERAKUL, T. and APHORNRATANA, S. “Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique”, Energy Conversion and Management, 2007.
- [5] CHANDRA, V.V. and AHMED, M.R. “Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors”, Energy Conversion and Management, 2013.
- [6] SRIVEERAKUL, T., APHORNRATANA, S. and CHUNNANOND, K. “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results”, International Journal of Thermal Sciences, 2006.
- [7] YAPICI, R. “Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123”, Energy Conversion and Management, 2007.
- [8] DISAWAS, S. and WONGWISES, S. “Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device”, International Journal of Refrigeration, 2004.
- [9] VARGA, S., OLIVEIRA, A.C. and DIACONU, B. “Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD”, International Journal of Refrigeration, 2009.
- [10] RUANGTRAKOON, N., THONGTIP, T., APHORNRATANA, S. and SRIVEERAKUL, T. “CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle”, International Journal of Thermal Sciences, 2012.
- [11] MA, X., ZHANG, W., OMER, S.A. and RIFFAT, S.B. “Performance testing of a novel ejector refrigerator for various controlled conditions”, International Journal of Energy Research, 2010.
- [12] RUSLY, E., AYE, L., CHARTES, W.W.S. and OOI, A. “CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system”, International Journal of Refrigeration, 2005.
- [13] APHORNRATANA, S., CHUNGPAIBULPATANA, S. and SRIKHIRIN, P. “Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance”, International Journal of Energy Research, 2001.
- [14] YAPICI, R., ERSOY, H.K., AKTOPRAKOGLU, A., HALKACI, H.S. and YIGIT, O. “Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio”, International Journal of Refrigeration, 2008.
- [15] EAMES, I.W., ABLWAIFA, A.E. and PETRENKO, V. “Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R145fa”, Applied Thermal Engineering, 2006.
- [16] YAPICI, R. and ERSOY, H.K. “Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model”, Energy Conversion and Management, 2005.
- [17] APHORNRATANA, S. “Experimental Investigation of a Small Capacity Steam-Ejector Refrigerator”, RERIC International Energy Journal, 1996.



- [18] SANKARLAL, T. and MANI, A. “Experimental investigation on ejector refrigeration system with ammonia”, *Renewable Energy*, 2006.
- [19] SARKAR, J. “Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants”, *International Journal of Energy Research*, 2009.
- [20] BILIR, N. and ERSOY, H.K. “Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector”, *International Journal of Energy Research*, 2008.
- [21] ELGENDY, E. “Parametric Study of a Vapor Compression Refrigeration Cycle Using a Two-Phase Constant Area Ejector”, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering*, 2013.
- [22] WONGWISES, S. and DISAWAS, S. “Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005.
- [23] CHAIWONGSA, P. and WONGWISES, S. “Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device”, *International Journal of Refrigeration*, 2006.
- [24] NEHDI, E., KAIROUANI, L. and BOUZAINA, M. “Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander”, *International Journal of Energy Research*, 2006.
- [25] VARGA, S., LEBRE, P.M.S. and OLIVEIRA, A.C. “CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants”, *International Journal of Refrigeration*, 2012.
- [26] YAPICI, R. and YETISEN, C.C. “Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat”, *Energy Conversion and Management*, 2006.
- [27] CHUNNANOND, K. and APHORN RATANA, S. “An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector”, *Applied Thermal Engineering*, 2003.
- [28] YEN, R.H., HUANG, B.J., CHEN, C.Y., SHIU, T.Y., CHENG, C.W., CHEN, S.S. and SHESTOPALOV, K. “Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 2013.
- [29] CHEN, J., HAVTUN, H. and PALM, B. “Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives”, *Applied Thermal Engineering*, 2013.
- [30] EAMES, I.W., APHORN RATANA, S. and HAIDER, H. “A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator”, *International Journal of Energy Research*, 1995.
- [31] LIN, C., LI, Y., CAI, W., YAN, J. and HU, Y. “Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 2013.
- [32] POUNDS, D.A., DONG, J.M., CHENG, P. and MA, H.B. “Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system”, *International Journal of Thermal Sciences*, 2013.
- [33] SELVARAJU, A. and MANI, A. “Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system” *International Journal of Refrigeration*, 2006.
- [34] SCOTT, D., AIDOUN, Z., BELLACHE, O. and OUZZANE, M. “CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Applications”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2008.



ÖZGEÇMİŞ

Hamza TAŞ

1988 yılı Kars doğumludur. 2013 yılında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü bölüm birincisi olarak bitirmiştir. Aynı yıl Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başlamış, hala devam etmektedir. 2014 yılı ağustos ayından beri Anova Mühendislik ve Bilgisayar TIC. LTD. ŞTİ'nde Proje ve Teknik Destek Mühendisi olarak görev yapmaktadır.

Necati BİLGİN

1983 yılı Ankara doğumludur. 2006 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2010 yılında Makina Yüksek Mühendis unvanını almıştır. 2014 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği'nde Doktora eğitimine başlamıştır ve halen devam etmektedir. 2007-2010 yılları arasında İZTEK A.Ş.'de Ar-Ge Mühendisi, 2011 yılından beri de Indesit Company'de Ar-Ge Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği konularında çalışmaktadır.

Utku ŞENTÜRK

1980 yılı Denizli doğumludur. 2004 yılında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2007 yılında Yüksek Mühendis ve 2011 yılında Doktor unvanını almıştır. 2005-2013 Yılları arasında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2013 yılından beri Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Akışkanlar mekaniği, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, dalga enerjisi konularında çalışmaktadır.

Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör oldu. 1978 yılından beri değişik Üniversite içi kurumlarda DEU Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü ve Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümlerinde çalıştı. Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde 1997-2012 yıllarında Bölüm Başkanlığı yaptı. Halen Aynı bölümde Termodinamik Anabilim Dalı başkanıdır. Çalışma konuları iklimlendirme, güneş enerjisi ısı uygulamaları, soğutma tekniği, absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu soğutma teknolojileri, kurutma tekniği, ısı boruları, termodinamik: ısı ve madde transferi uygulamalarıdır.