

## Ejektörlü Klima Sisteminde Soğutma Etkinliğinin Kütlesel Debi Oranı ile Değişimi

Şaban ÜNAL<sup>\*1</sup>, Tuncay YILMAZ<sup>1</sup>,  
Ertuğrul CİHAN<sup>1</sup>, Orhan BÜYÜKALACA<sup>1</sup>

<sup>1</sup>OKÜ, Mühendislik Fakültesi, Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye

### Özet

Ejektörlü soğutma sistemleri geçmişten günümüze araştırmacıların yoğun olarak ilgi gösterdiği bir alan olmuştur. Bu çalışmada otobüslerde kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin ejektörlü hale getirilmesi ile oluşturulan yeni sistemde, soğutma etkinliğinin kütlesel debi oranı ile değişimi teorik olarak incelenmiştir. Ejektörlü soğutma sisteminde elde edilen soğutma etkinliği ters Rankine çevrimine göre çalışan sistemin soğutma etkinliği ile karşılaştırılmış, sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Ejektör, Kütlesel debi oranı, Soğutma

### Coefficient of Performance Variation with the Mass Flow Rate for the Ejector Cooling System

### Abstract

Ejector refrigeration systems have been an area of interest of researchers from the past to the present. In this study, the effect of mass flow rate on the COP for the vapor-compression refrigeration systems on the buses adding one more evaporator and an ejector is theoretically examined. COP of the air-conditioning system with the ejector is compared with the COP of Rankine cycle system, and the results are presented in graphics.

**Keywords:** Ejector, Mass flow rate, Refrigeration.

---

\* Yazışmaların yapılacağı yazar: Şaban ÜNAL, OKÜ Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye. [saban.unal@osmaniye.edu.tr](mailto:saban.unal@osmaniye.edu.tr)

## 1. GİRİŞ

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar 1900'lü yılların başından bu yana araştırmacıların ilgi alanı olmuştur.

Konu hakkında literatürde birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların büyük bir çoğunluğu teorik çalışmalardır. Deneysel çalışmaların da hemen hemen tamamı laboratuvar ortamında yapılmıştır. Bu konuda ticari bir ürün sadece Denso firması tarafından geliştirilmiştir. Denso firmasının geliştirdiği sistem otomobillerde ve ticari kamyonetlerin kasalarının soğutulması amacıyla kullanıma sunulmuştur. Yapılan literatür araştırmasında otobüs klimalarında ejektör uygulaması ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Klima sistemleri günümüz otobüslerinin hemen hemen hepsinde mevcuttur. Klima sisteminin ana elemanlarından olan kompresör de, motora bağlı bir kasnak tarafından tahrik edilmekte olup, bu durum motora ek bir yük getirmekte ve dolayısı ile yakıt tüketimini artırmaktadır. Klimaların etkinliğinin artırılması sonucu sistemde kullanılan elemanların boyutlarının küçültülmesi ve yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir.

Yapılan çalışmalara göre mevcut klima sisteminin ejektörlü hale getirilmesi ile soğutma kapasitesinde yaklaşık %15 oranında bir artış sağlanmaktadır. Bu sayede sistemde daha küçük kapasiteli kompresör kullanma imkânı doğacaktır ve motordan çekilen gücün daha az olması sağlanacaktır. Motordan çekilen gücün düşük olması aynı zamanda yakıt tüketiminin azalması demektir. Sonuçta ejektörlü otobüs klima sistemi sayesinde belirli bir yakıt tasarrufu sağlanmış olacaktır. Alternatif yakıt arayışları devam etmekle birlikte günümüz otobüslerinde halen petrol türevi yakıtlar kullanılmaktadır. Petrol türevi yakıtların çevreye verdikleri zarar ve bunların rezervi ile ilgili endişeler henüz giderilebilmiş değildir. Rezervleri sınırlı olan petrol türevi yakıtların, çevreye verdikleri zararlar nedeniyle de tüketimlerinin mümkün olduğunca azaltılması konusunda yoğun çaba harcanmaktadır. Emisyon değerleri bakımından çevreye zarar vermeyen yeni motor geliştirme çalışmaları da devam etmektedir.

Motorlar için çok bağlayıcı şartlar getirilmekte ve dolayısı ile çevre dostu motorlar konusunda çok yoğun araştırma geliştirme çalışmaları yapılmaktadır.

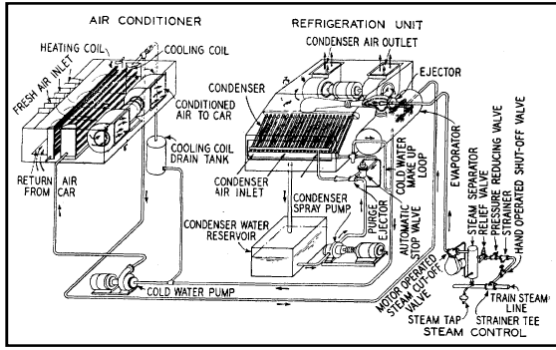
Otobüslerdeki bir diğer önemli problem de aracın ağırlığıdır. Aracın ağırlığında yapılacak en küçük hafifletmenin dahi önemi vardır. Zira otobüslerin ağırlığı konusunda da bağlayıcı standartlar mevcuttur. Örneğin bir otobüsün yüklü ağırlığı 18 ton'dan fazla olamaz ve ayrıca arka aksa gelen yük 11,5 ton'dan fazla olamaz. Bir otobüsün boş ağırlığı ne kadar hafif olursa, yolcu ve bagaj kapasitesi bakımından daha avantajlı konuma gelmektedir. Yolcu kapasitesin 1 veya 2 adet fazla olması, bagaj kapasitesinin rakiplere göre daha iyi olması, o otobüsün pazar payını önemli derece etkilemektedir. Ejektörlü otobüs kliması ile yapılacak %15'lik bir performans artışı sayesinde, klimanın yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve kompresör gibi elemanlarının daha küçük boyutlarda seçilmesi sağlanabilecektir. Söz konusu elemanların boyutlarının küçülmesi ile de klimanın toplam ağırlığında bir hafifleme olacaktır. Aracın toplam ağırlığındaki azalma ise, yine yakıt tüketiminin azalmasını sağlayacaktır. Klimada kullanılan yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve kompresör gibi elemanların boyutlarının küçülmesi ile klimaların maliyetlerinde de düşüş sağlama imkânı doğacaktır.

Bu çalışmada, otobüs klimalarında performans artışı sağlamak amacıyla, klima sisteminin ejektörlü hale getirilmesi için gerekli çevrim hesapları yapılmış ve kütlesel debi oranının soğutma etkinliği üzerindeki etkileri incelenmiştir.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Ejektörlü soğutma sistemleri 1900'lü yılların başında geliştirilmeye başlanmıştır. Ashley [1] tarafından, tren yolcu kompartımanlarının soğutulmasında su buharı ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiştir. Sistem teorik modelleme yanında pratik olarak da bir vagon üzerinde uygulanmış ve test edilmiştir. Bu sisteme ait şematik diyagram Şekil 1'de verilmiştir.

Ejektörler üzerine Keenan ve ark. tarafından yapılan çalışmalar bu alanda yapılan diğer çalışmalar için bir başvuru kaynağı niteliğindedir [2, 3].



Şekil 1. Tren kompartımanlarının soğutulmasında kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

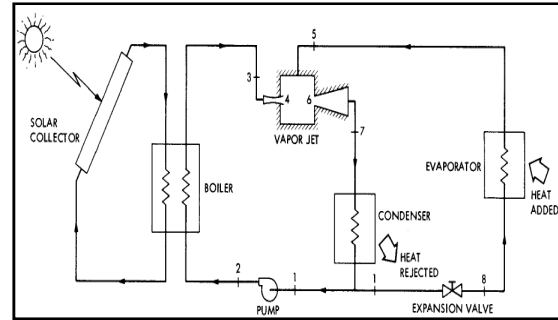
Bu çalışmalarda akışkan olarak hava kullanılan bir ejektörün matematiksel modeli çıkarılmış, hava ideal gaz olarak ele alınmış ve karışım bölgesinin sabit kesit alana sahip olduğu varsayılmıştır. Elde edilen teorik sonuçlar aynı zamanda deneysel olarak da kıyaslanmıştır. Diğer taraftan ejektörlerde tek boyutlu akış varsayımı ile bir analiz yapılmıştır. Söz konusu çalışmada birinci ve ikinci akışın sabit basınç altında ve karışım bölgesinin sabit kesit alana sahip olduğu kabul edilmiştir. Analitik ve deneysel olarak elde edilen sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca ejektör tasarımı için bir metot sunulmuştur.

Ejektörlü soğutma sistemlerini genel olarak buhar jet sistemleri ve freon türü soğutucu akışkan kullanan sistemler olarak gruplandırabiliriz. Literatürde yer alan buhar jet sistemi üzerine yapılan çalışmalardan birçoğu incelenmiş ve içerikleri hakkında genel bilgiler aşağıda verilmiştir.

Mains [4] buhar ejektörlerinin kimya tesislerinde ne şekilde uygulanabileceği üzerinde durmuşlar ve ilk yatırım maliyetlerinin bu sistemi kurmada önemli bir faktör olduğunu vurgulamışlardır.

Lansing ve Chai [5] tarafından, güneş enerjisi destekli bir ejektörlü soğutma sisteminin, enerji ve

momentum denklemleri kullanılarak performans analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir sistem için sayısal değerler verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre sistemin performansının absorpsiyonlu sistemler ile ve Rankine çevrimine göre çalışan turbo kompresörlü sistemler ile karşılaştırılabileceği sonucuna varılmıştır. Bu çalışmaya ait şematik resim Şekil 2'de görüldüğü gibidir.



Şekil 2. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması

Sokolov [6] düşük dereceli veya atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesi amacıyla klasik ve geliştirilmiş ejektörlü soğutma çevrimlerinin adaptasyonu üzerinde durmuşlardır. Bu mekanik ve termal enerji kaynakları kombinasyonunun bize çok farklı uygulama alanları sunabileceği belirtilmiş, sistemin çalışma ilkeleri, optimizasyonu, beklenen performansı gibi konular ele alınmıştır.

Ünal [7] tarafından gerçekleştirilen yüksek lisans tez çalışmasında da soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir ejektörlü soğutma sistemi teorik olarak incelenmiş, sistemin en önemli parçası olan ejektördeki akış süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada sistemin soğutma etkinliği 0,3 civarında hesaplanmış ve böyle bir sistemin ancak atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesinde etkin bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Ayrıca Yılmaz ve Ünal [8] tarafından yapılan çalışmada da ejektörlü soğutma sistemlerinde lüle ve difüzör verimlerinin sistem performansı üzerine etkileri araştırılmış, sistemin soğutma etkinliğinin,

difüzör veriminden daha çok lüle verimi ile değiştiği görülmüştür.

Liaw ve Chang [9] tarafından, ejektörlü soğutma sistemleri termodinamiğin ikinci yasasına göre analiz edilmiştir. Çalışma şartlarının COP değerlerini önemli derecede etkilediği, buharlaştırıcı sıcaklığının, lüle ve difüzör verimlerinin ve kazan sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı, fakat yoğuşturucu sıcaklığın yükselmesi ile de COP değerinin azaldığı vurgulanmıştır. En büyük ekserji kayıplarının ejektör, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda olduğu belirlenmiştir.

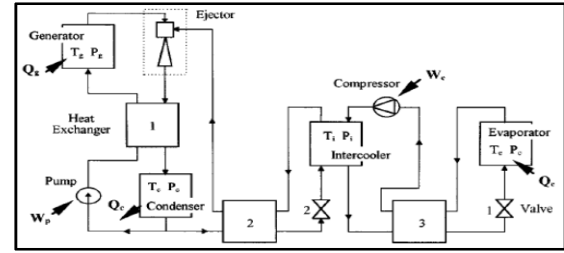
Eames ve ark. [10] ejektörlü soğutma sistemlerinin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak su kullanılması durumunda COP değerinin 0,5 olabileceği belirtilmiş, atık ısı değerlendirilmede bu sistemin kullanılmasının uygun olacağı görülmüştür.

Sun [11] tarafından yapılan çalışmada değişken geometriye sahip ejektörlü soğutma sistemlerinin performans analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak yine burada da su kullanıldığı varsayılmıştır. Süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kullanılarak sistemin performansı hesaplanmıştır. Sun [12] tarafından yapılan bir diğer çalışmada buhar ejektörlü soğutma sistemlerinin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C'den 15°C'ye kadar, kazan sıcaklığı 95°C'den 135°C'ye kadar, yoğuşturucu sıcaklığı da 20°C'den 34°C'ye kadar değiştirilmiştir. Kazan sıcaklığı artırıldıkça kütle oranının önce arttığı, daha sonra ise düşme eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Sabit buharlaştırıcı ve kazan sıcaklığında kütle oranının, kritik noktanın altındaki yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olmadığı, kritik yoğuşturucu sıcaklığından sonra kütle oranının aniden sıfıra düştüğü görülmüştür.

Sun [13] buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile ejektörlü soğutma çevriminin birlikte çalıştığı yeni bir soğutma çevrimini tanıtmıştır. Buradaki temel amaç yoğuşturucu sıcaklığını düşürerek kompresöre verilen işi azaltmak ve dolayısı ile COP değerini artırmaktır. Elde edilen COP değerlerinin absorpsiyonlu sistemlere göre çok

daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Sistemin şematik diyagramı Şekil 3'te gösterilmiştir.

Aly ve ark. [14] tarafından yapılan çalışmada ise buhar jet ejektörleri için bir bilgisayar simülasyon programı tanıtılmıştır. Kazan basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığı, ejektör basıncı gibi parametrelerin kütle oranı üzerindeki etkileri incelenmiş, deneysel sonuçlar ile ampirik eşitliklerden elde edilen değerlerin uyum içinde olduğu görülmüştür.



Şekil 3. Buhar sıkıştırımlı ve ejektörlü soğutma sistemi kombinasyonu

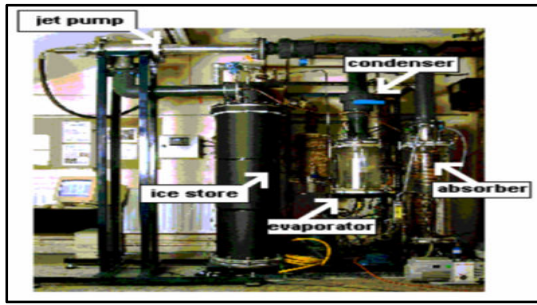
Göktun ve Bayülken [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin kombine olarak çalıştırılması durumu incelenmiş ve bu durumda yüksek etkinlik değerlerine ulaşılabileceği sonucuna varılmıştır.

Huang ve ark. [16] yaptıkları çalışmada, üç farklı güneş kolektörü kullanarak ejektörlü soğutma sistemi için en uygun kolektörü belirlemeye çalışmışlardır. Sistem maliyeti de dikkate alındığında en uygun kolektörün düz seçici yüzeye sahip klasik güneş kolektörlerinin en uygun çözüm olduğu sonucuna varılmıştır.

Dessouky ve ark. [17] tarafından buhar jet ejektörü tasarımı için yarı ampirik bir model önerilmiştir. Önerilen model ile literatürde verilen değerler karşılaştırılmış ve sonuçların büyük bir uyum içinde olduğu belirtilmiştir.

Eames ve Caeiro [18] tarafından ejektörlü soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin birlikte çalışması durumu incelenmiş ve sistemin buz depolama işinde kullanılabilmesi için teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu şekilde bir uygulama ile atık ısı geri kazanımı sağlanacağı vurgulanmış, laboratuvar ölçeğinde bir sistem

kurulmuş ve deneyler yapılmıştır. Kurulan deney düzeneğine ait bir fotoğraf Şekil 4'te verilmiştir. Chunnanond ve Aphornratana [19] tarafından ejektörlü buhar soğutma sisteminin performansı üzerine bir çalışma yapılmıştır. 3 kW soğutma kapasitesi olan bir ejektörlü soğutma sistemi kurulmuş, ejektör boyunca statik basınç değerleri ölçülmüş ve grafik olarak sunulmuştur. Ejektörlü soğutma sisteminin performansını etkileyen iki ana parametrenin akışkan kütle oranı ve karışım bölgesi basıncı olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 4. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ejektör uygulaması

Özalp [20] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise, Türkiye'nin farklı bölgelerinden 12 şehir seçilmiş ve bu şehirlerin 2000 yılından bu yana güneşlenme şiddeti ve güneşlenme süresi verileri kullanılarak bir analiz yapılmıştır. Bu meteorolojik veriler yardımıyla, maksimum performans katsayısı (COPmax) şartlarında, su/amonyak akışkan çiftinin kullanıldığı bir ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemi (EASS) için gerekli optimum kolektör yüzey alanı ve sistemin yıl boyunca kullanılabilmesini sağlayan yardımcı ısıtıcılar için gerekli minimum enerji miktarı hesaplanmıştır. Seçilen şehirler için ısı kazanım faktörünün (HGF) tüm mevsimlerde 2,47 ile 2,91 arasında olduğu görülmüştür. 2,91'lik maksimum HGF'nin, Haziran ayında Kuşadası'nda olduğu belirlenmiştir. Ev tipi ısıtma/soğutma uygulamaları için güneş enerjisi kullanımında Türkiye'nin yüksek potansiyele sahip olduğu sonucuna varılmıştır.

Khatab [21] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise sebze ve meyve soğutmasında kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin optimum tasarım

şartları üzerinde durulmuştur. Çalışmada Kahire bölgesine ait iklim verileri kullanılmış, ejektörlü buhar soğutma sisteminde kullanılacak güneş enerjisi panellerinin boyutları da ayrıca belirlenmiştir. Buna göre 1 tonluk bir taze sebze soğutması için 42 m<sup>2</sup> ile 45 m<sup>2</sup> yüzey alana sahip güneş panellerine ihtiyaç olduğu sonucuna varılmıştır.

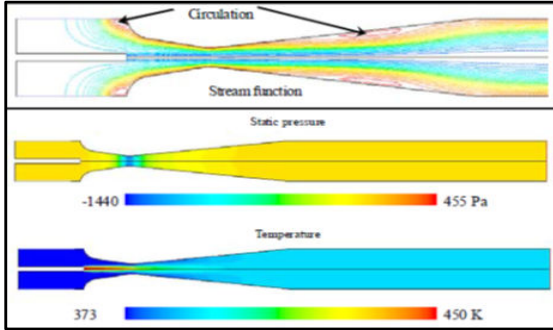
Meyer [22] tarafından ise bir buhar jet ejektörlü soğutma sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Atık ısı kaynaklarının bu sistem ile değerlendirilebileceği vurgulanmıştır.

Utomo ve ark. [23] buhar jet ejektörlerini CFD yöntemi ile analiz etmişler ve karışım bölgesi giriş açısı ile sistem performansının değişimini incelemişlerdir. Buna göre karışım bölgesi giriş açısının optimum 0,5 derece olması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Varga ve ark. [24] ise güneş enerjisi destekli, soğutucu akışkan olarak su kullanılan bir ejektörlü soğutma sisteminin teorik olarak modellenmişler ve ayrıca çeşitli çalışma şartlarına göre ejektör boyutlarını belirlemişlerdir.

Li ve ark. [25] tarafından yapılan bu çalışmada da, buhar jet ejektörlerinin performansının artırılması amacıyla CFD analiz yöntemi kullanılarak optimum ejektör geometrisi üzerine bir analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuş, daha önceki çalışmalarda olduğu gibi lüle pozisyonunun ejektör performansı üzerinde önemli bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada elde edilen, basınç ve sıcaklık dağılımını gösteren bir sonuç Şekil 5'te görüldüğü gibidir.

Freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili, literatürde yer alan çalışmalar da incelenmiş olup, freon türü akışkanlarla yapılan çalışmaların daha çok teorik olduğu görülmüştür. Freon türü akışkanları sıvı halde iken yüksek basınca çıkaracak uygun bir pompa temin etmek henüz mümkün değildir. Elde edilen pompalar sanayi tipi pompalar olduğu için, evlerde, otomobillerde veya ticari araçlarda kullanılabilecek boyutlardaki bir klima sistemini



Şekil 5. Ejektör CFD analiz yöntemi ile elde edilen sonuçlar

ticari hale getirme olanağı görülmemiştir. Freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı varsayılan, literatürdeki bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

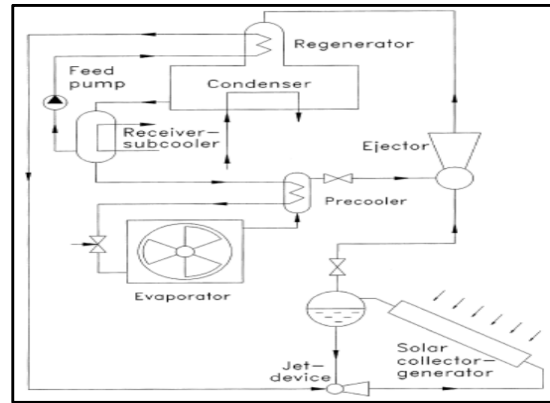
Hsu [26] tarafından, ejektörlü ısı pompalarının etkinliği analitik olarak incelenmiştir. Mevcut ejektör tasarım yöntemleri kullanılarak ejektörün optimum boyutları belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmada R11, R113 ve R114 soğutucu akışkanları için hesaplamalar yapılmıştır.

Menegay ve Kornhauser [27] yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemine ejektör ilavesi ile performans artışı incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak R12 kullanılan sistemde yaklaşık %10 civarında bir iyileşme sağlandığı belirtilmiştir.

Huang ve ark. [28] tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada ise, soğutucu akışkan olarak R141b kullanılan ve güneş enerjisi desteği ile çalışan bir ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiş ve deneysel olarak incelenmiştir. Kazan sıcaklığı 90°C, yoğuşurucu sıcaklığı 28°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı 8°C iken COP değeri 0,5 olarak elde edilmiştir. Güneş enerjisi kolektörlerinin de verimi dikkate alındığında sistemin toplam etkinliği 0,22 olarak belirlenmiştir. Bu çalışmaya ait şematik diyagram aşağıda Şekil 6'da görüldüğü gibidir.

Huang ve ark. tarafından ejektör performans hesabı için tek boyutlu akış kabulü ile bir analiz yapılmıştır. Analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla 11 farklı ejektör ile R141b akışkanı

kullanılarak deneysel çalışma yapılmıştır. Test sonuçları kullanılarak hesaplamalardaki etkinlik katsayısı için ampirik formüller önerilmiştir. Ampirik eşitliklere göre elde edilen kütle oranı ile analitik olarak elde edilen değerler arasında yaklaşık %10'luk bir fark olduğu belirlenmiştir [29, 30].



Şekil 6. Güneş enerjisi ile çalışan buhar jetli soğutma sistemi

Ersoy ve Yapıcı [31] güneş enerjisi kaynağını kullanan ejektörlü soğutma sisteminin performansı araştırmışlardır. Ejektörlü sistemin kalbi olarak düşünülen ejektör, sabit alan modeline uygun olarak seçilmiştir. Ejektör analizinde lüle, difüzör ve karışım bölgesi kayıpları da dikkate alınmış ve soğutucu akışkan olarak R123 seçilmiştir. Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin optimum performans katsayısı belirlenmiş ve grafik olarak sunulmuştur. Yapılan çalışmaya göre 3,5 kW'lık bir soğutma için 15 m<sup>2</sup> lik bir kolektör alanı gerektiği belirlenmiştir.

Ouzzane ve Aidoun [32] yaptıkları çalışmada ise soğutma çevrimlerindeki ejektörler için bir matematiksel model ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Akışın tek boyutlu ve sıkıştırılabilir olduğu kabulü yapılmış ve soğutucu akışkan özellikleri REFPROP programından alınmıştır. Çeşitli parametrelerin sistem performansını ne şekilde etkilediği incelenmiş ve sonuçları grafikler halinde verilmiştir. Buna göre lüle pozisyonunun önemli bir parametre olduğu, karışım bölgesi uzunluğunun da sistem performansında etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Hernandez ve ark. [33] tarafından mekanik kompresörlü bir soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin birlikte çalışması durumu ele alınmıştır. Söz konusu hibrit sistemde soğutucu akışkan olarak R142b ve R134a kullanılmıştır. Sistem performansı 0,48 olarak belirlenmiş ve söz konusu hibrit sistemde akışkan seçiminin önemi vurgulanmıştır.

Al-Ansary [34] tarafından yapılan çalışmada, ejektörlü soğutma ve ısıtma sistemlerinin performansını artırma yolları incelenmiş, ejektördeki tek boyutlu ve tek fazlı akış varsayımı yerine, tek boyutlu ve iki fazlı akış kabulü ile matematiksel model oluşturulmuştur. Çalışmada kütle oranı ve ejektör giriş basınçlarının sistem performansı üzerinde en önemli parametreler olduğu belirtilmiş, ejektörlü sistemlerin çalışma prensiplerinin anlaşılabilmesi için bu konu üzerinde daha çok çalışma yapılabileceği vurgulanmıştır.

Selvaraju ve Mani [35] ejektörlü soğutma sisteminde çevre dostu soğutucu akışkanlar kullanılması durumundaki sistem performansını artırmak için çalışmalar yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a, R152a, R290, R600a ve R717 seçilmiştir. Analizler tek boyutlu akış varsayımı üzerine oturtulmuştur.

Shen ve ark. [36] tarafından yapılan çalışmada gaz-sıvı ejektörlerinin güneş enerjili bir soğutma sisteminde ne şekilde kullanılabileceği açıklanmıştır. Sistemde iki adet ejektör kullanılmaktadır. Birincisi buharlaştırıcıdan gelen gaz halindeki akışkanı yoğuşturucu basıncına çıkarmak için, diğeri de yoğuşturucudan gelen sıvı akışkanı güneş enerjisi sistemine yani kazana pompalamak amacıyla kullanılmaktadır. Sistemde su ve diğer soğutucu akışkanlar kullanılması durumuna göre analizler yapılmış ve toplam sistem performansının akışkan türüne göre 0,04 ile 0,26 arasında değiştiği belirlenmiştir.

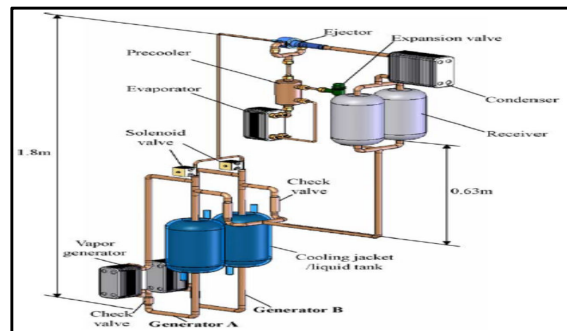
Rusly ve ark. [37] tarafından yapılan çalışmada ise, çeşitli ejektör modelleri ejektördeki akış dinamiğini incelemek amacıyla sonlu hacimler metodu kullanılarak modellenmiştir. Çalışmada

ejektör meme pozisyonunun çok önemli bir parametre olduğu görülmüştür.

Watanawanavet [38] yüksek verimli ejektör geometrisinin optimizasyonu üzerine bir çalışma sunmuştur. Çalışmada lüle çap oranları değiştirilmiş, ayrıca farklı Mach sayılarında analizler yapılmıştır. Oluşturulan matematiksel model Fluent Computational Fluid Dynamics (CFD) yazılımı ile çözülmüştür. Optimum lüle çap oranı ve uzunluğu, optimum basınç değerlerinin belirlenmesine çalışılmıştır.

Yapıcı ve Ersoy [39] yaptıkları çalışmada, sabit kesit alanlı ejektöre sahip soğutma sisteminin performans karakteristiklerini teorik olarak incelemişlerdir. Çalışmada akışkan olarak R123 seçilmiş, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki değişimlerin sistemin performansına etkisinin kazan sıcaklığına göre daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Huang ve ark. [40] tarafından yapılan bu çalışmada da ejektörlü soğutma sisteminde pompa yerine termal pompa vazifesi gören kazan kullanılarak bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş, yapılan testlere göre sistem performansı 0,218 ve soğutma kapasitesi de 0,786 kW olarak belirlenmiştir. Sistemde herhangi bir hareketli parçanın olmaması sistemin büyük bir avantajı olduğu vurgulanmıştır. Söz konusu sisteme ait bir görünüş Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. Mekanik pompa yerine termal pompa kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

Bergander [41] tarafından ise klasik soğutma çevrimine ejektör ilavesi ile performansın



artırılması hedeflenmiştir. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan bir ejektöre girmekte, burada soğutucu akışkan yoğunlaşmakta ve aynı zamanda difüzör vasıtası ile sıkıştırılmaktadır. Bu sayede kompresörün sıkıştırma işi azalmaktadır. Teorik sonuçlara göre sistem performansının %38 arttığı, R22 ile yapılan testlerde de sistem performansında %16'lık bir iyileşme sağlandığı belirtilmektedir.

Dahmani ve ark. [42] R134a ile çalışan ejektörlü soğutma sisteminin performans değişimini çeşitli parametreler için incelemişlerdir. Isı değiştirgeci iletim katsayısının ve kütle oranının artması ile sistem performansının arttığı belirlenmiştir.

Vidala ve ark. [43] tarafından yapılan çalışmada ise güneş enerjisi destekli ejektörlü soğutma sistemi performansının saatlik değişimi incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş ve Brezilya için meteorolojik veriler kullanılmıştır. Atık ısı kaynaklarının soğutma amacıyla değerlendirilmesinde ejektörlü sistemlerin kullanılabilirliği vurgulanmıştır.

Richter ve ark. [44] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, Kyoto protokolü gereği otomotiv klimalarında R134a yerine CO<sub>2</sub> kullanılması durumu için bir ejektörlü soğutma sistemi analiz edilmiş ve bir simülasyon programı geliştirilmiştir.

Pridasawas ve Lundqvist [45] yaptıkları çalışmada güneş enerjisi destekli bir ejektörlü soğutma sistemini R600a soğutucu akışkan için analiz etmişlerdir. Çalışmada sistem performansının 0,48 olduğu belirtilmiştir.

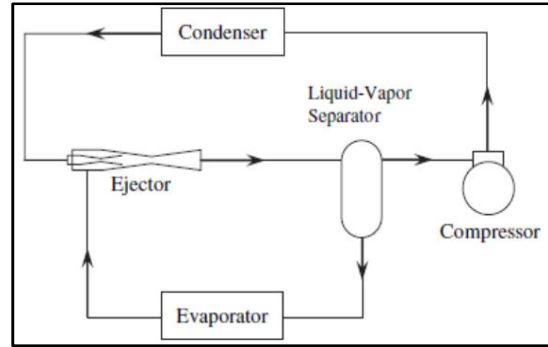
Nehdi ve ark. [46] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da, yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan bir ejektöre girmekte ve ejektör soğutucu akışkanın genişmesini sağlamaktadır. Ejektör aynı zamanda buharlaştırıcıdan gelen gaz halindeki soğutucu akışkanın da basıncını artırmaktadır. Çalışmada çeşitli soğutucu akışkanlar için sistem performansı incelenmiş, en uygun soğutucu akışkanın R141b olduğu sonucuna varılmıştır.

Yapıcı ve Yetişen [47] tarafından ejektörlü soğutma sistemi kurulmuş ve R11 ile deneysel bir

çalışma yapılmıştır. Çalışmada sistem performansı 0,25 olarak belirlenmiştir.

Zha ve ark. [48] CO<sub>2</sub> ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi için ejektör boyutlarının parametrik olarak belirlenmesi için matematiksel bir model oluşturmuşlardır.

Chaiwongsa ve Wongwises [49] tarafından yapılan çalışmada da ejektör iki fazlı genişleme valfi olarak kullanılmış, tasarlanan sistem üzerinde deneysel çalışmalar yapılmış ve çeşitli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmaya ait şematik diyagram da Şekil 8'de görüldüğü gibidir.



**Şekil 8.** Klasik soğutma sisteminde ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması

Yu ve ark. [50] ise klasik soğutma çevrimine bir ejektör ilave etmişlerdir. Bu sayede kompresör sıkıştırma oranı artırılmış ve sistem performansında %19,1'lik bir artış sağlandığı belirtilmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R23/R134a karışımı kullanılmıştır.

Scott ve ark. [51] yaptıkları çalışmada soğutma çevriminde kullanılan süpersonik ejektörleri CFD analiz yöntemi ile incelemişler, çeşitli parametrelerin sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılmıştır.

Yapıcı ve ark. tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda, soğutucu akışkan olarak R123 kullanılan ejektörlü bir soğutma istemi üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Burada elde edilen



sonuçlara göre de sistem performansı belirlenmiştir. Buna göre kazan sıcaklığının 98°C, buharlaştırıcı sıcaklığının ise 10°C olması ve yoğuşturucu basıncının 129kPa olması durumunda sistem performansının 0,39 olacağı belirtilmiştir [52, 53].

Chaiwongsa ve Wongwises [54] ise R134a kullanılan bir soğutma sisteminde ejektörü genişleme valfi olarak kullanmışlar ve elde ettikleri sonuçları bu çalışmada sunmuşlardır.

Hui-fan ve ark. [55] soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ejektörlü bir soğutma sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kazan sıcaklıklarının sistem performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır.

Zhu ve ark. [56] tarafından yapılan çalışmada da ejektör performansını etkileyen en önemli iki geometrik parametre olan lüle çıkış ucu pozisyonu ve karışım bölgesi giriş açısına ait optimum değerlerin belirlenmesine çalışılmıştır. 95 farklı ejektör ile değişik çalışma şartları altında birçok deney yapılmış, elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

Bergander ve ark. [57] ejektörde iki fazlı bir akış yaratarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanı ilave sıkıştırma ile daha yüksek basınca çıkarmak suretiyle sistem performansını artırmaya yönelik bir analiz yapmışlardır. Deneysel çalışma sonucunda çok yüksek basınçlara dayanıklı ejektör olması gerektiği görülmüştür.

Kairouani ve ark. [58] ise soğutma sisteminde birden fazla buharlaştırıcı ve ejektör kullanılmasını önermişlerdir. Kademeli sıkıştırma sayesinde sistemin performansının artırılacağı belirtilmiştir.

Bergander ve ark. [59] tarafından sunulan bir diğer çalışmada da klasik soğutma çevrimine ejektör ilave edilmiş ve ejektörün ikinci bir kompresör görevi yaptığı varsayımı ile teorik bir analiz yapılmıştır.

Omi ve Dijkstra [60] Denso firması bünyesinde gerçekleştirdikleri çalışma ile otomobil klima

sistemlerine ejektör uygulamasını ilk olarak ticari hale getirmişlerdir. Denso firması tarafından yapılan bu çalışmaya göre otomobil klimalarında, klasik soğutma sistemine ejektör ilave edilmesi sonucunda, klima kompresörünün motordan çektiği güçte dış ortam sıcaklığına bağlı olarak %11 ile %24 arasında bir iyileşme sağlanabilmektedir.

Huang ve ark. [61] tarafından yapılan çalışmada, R22 ile çalışan bir soğutma sistemi ile ejektörlü soğutma sisteminin birlikte çalışması durumunda elde edilen avantajlar üzerinde durulmuştur. Sistemde R22 ile çalışan klasik sisteme ait yoğuşturucu sıcaklığının ejektörlü sistem yardımıyla 12,6°C ile 7,3°C civarında düşürüldüğü, buna bağlı olarak da kompresöre verilen enerjiden %81,2 ile %34,5 oranında tasarruf sağlandığı belirtilmiştir.

Sarkar [62] tarafından yapılan bu çalışmada da ejektör bir genişleme valfi olarak kullanılmıştır. Amonyak, propan ve izobütan için teorik analiz sonuçlarına göre sistemin soğutma performansında amonyak, propan ve izobütan için sırasıyla %21,6, %17,9, %11,9'lük artış sağlandığı belirlenmiştir.

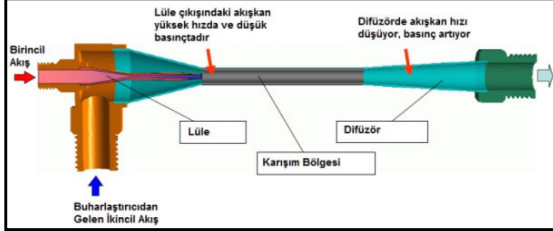
Guangming ve ark. [63] tarafından yayınlanan bu çalışmada soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan ejektörlü soğutma sisteminde teorik ve deneysel sonuçlar verilmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar halen yaygın bir şekilde devam etmektedir. Ejektörlerin soğutma sistemlerinde henüz ticari olarak kullanımı yok denecek kadar azdır. Yapılan literatür araştırmasında otobüs klimaları ile ilgili hiçbir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu konu geliştirmeye açık bir alan olarak görülmektedir.

### 3. EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısını Şekil 9'da görüldüğü gibi lüle, karışım bölgesi ve difüzör olarak üç ana bölgeye ayırabiliriz. Çok yüksek basınçta lüleye giren bir akışkan lüle çıkışında ses üstü hızlara ulaşabilmekte ve dolayısı ile karışım bölgesinde buharlaştırıcı basıncından daha düşük basınç

oluşmasını sağlamaktadır. Oluşan düşük basınç sayesinde de buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan emilmektedir.



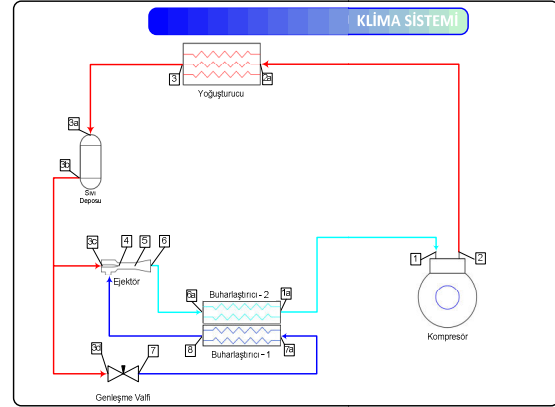
Şekil 9. Soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı

Lüleden gelen akışkan birincil akışkan ve buharlaştırıcıdan emilen akışkan da ikincil akışkan olarak tanımlanır. Söz konusu birincil ve ikincil akışkan karışım bölgesinde karıştıktan sonra bir difüzöre girer, ses üstü hızı sahip olan akışkanın hızı düşürülerek basıncı artırılır.

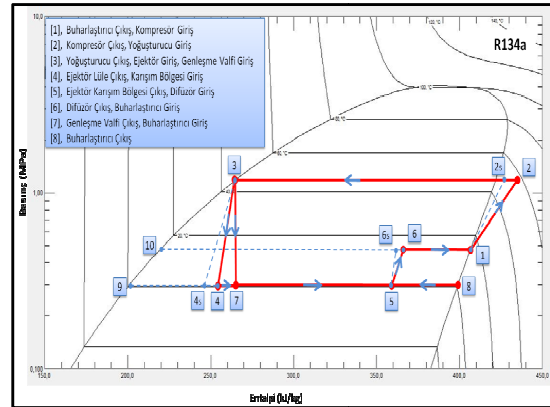
Ejektörler genellikle buhar jetli soğutma sistemlerinde kullanılmıştır. Ancak söz konusu sistemlerin soğutma etkinlikleri 0,3 civarındadır. Soğutucu akışkanın da su olması nedeniyle, buharlaştırıcı sıcaklığını 0°C'nin altına düşürme imkânı olmadığından, sistemin çalışma şartları belirli sınırlar arasında kalmaktadır. Buhar jet sistemlerinin etkinliğinin düşük olması nedeniyle bu tür soğutma sistemleri ancak atık ısı değerlendirilmede kullanılabilir. Bunun dışında freon türü soğutucu akışkanların kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemleri de tasarlanmıştır. Bu sistemlerin dezavantajı da freon türü soğutucu akışkanları çok yüksek basınçlara çıkarabilecek uygun boyutta pompa bulunamamasıdır. Temini mümkün olan freon pompaları sanayi tipinde olup çok büyük kapasiteli pompalardır. Dolayısı ile söz konusu soğutma sistemleri de ancak sanayi tipi soğutma sistemlerinde kullanılabilir.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ve freon pompasına gerek duyulmayan ejektörlü soğutma sistemi incelenecektir. Otobüsler için geliştirilecek olan ejektörlü soğutma sisteminde, ejektör bir tür genişleme vanası görevi yapacak, aynı zamanda soğutucu akışkanın basıncını belirli bir miktar artırarak kompresöre

verilen işi azaltacaktır. Otobüslerde kullanılacak olan ejektörlü klima sistemi şematik olarak Şekil 10'da gösterilmiştir. Sisteme ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı da Şekil 11'de görüldüğü gibidir.



Şekil 10. Otobüsler için ejektörlü klima sistemi



Şekil 11. Otobüsler için ejektörlü klima sistemi P-h diyagramı

Sisteminde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğusturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genişleme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir. Otobüslerde mevcut durumda klasik soğutma çevrimine göre çalışan ve soğutucu akışkan olarak da R134a kullanılan klima sistemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada da mevcut sistemlerin ejektörlü hale getirilmesi durumunda, soğutma etkinliğinin kütleli debi oranı ile değişimi, yoğusturucu ve buharlaştırıcı sıcaklığı parametrelerine bağlı olarak incelenecektir.

#### 4. TERMODİNAMİK ANALİZ

Bu bölümde, otobüsler için düşünülen ejektörlü soğutma sistemine ait çevrimin önce termodinamik analizi verilecektir [64]. Ejektörlü soğutma sistemine ait basınç-entalpi diyagramı Şekil 11’de verilmiştir. Ejektörün üç ana bölümde ele alınabileceği ve bunların lüle, difüzör ve karışım bölgesi olduğu daha önce belirtilmişti. Bu çalışmada lüle, difüzör ve karışım bölgesi verimleri 0,9 olarak alınmıştır. Ayrıca yoğuşturucu sıcaklığı, birinci buharlaştırıcı ve ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkların da bilindiği kabul edilmiştir.

İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı bilindiğinden (1) noktasına ait tüm termodinamik özellikler bilinmektedir. Kompresör çıkışında (2) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanabilmesi için kompresör verim ifadesinden faydalanılabilir. Kompresör verimi için aşağıda verilen Eşitlik (1) kullanılabilir.

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Kompresör verimi için, Brunin ve ark. [65] tarafından sunulan ampirik bir ifade Eşitlik (2)’de verilmiştir. Eşitlik (2)’deki  $P^*=P_2/P_1$  şeklinde kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_c = 0,874 - 0,0135 \cdot P^* \quad (2)$$

Eşitlik (1)’de yer alan  $h_{2s}$  entalpisi, Eşitlik (3)’te ifade edildiği gibi bu noktadaki entropi ve basınç değeri kullanılarak bulunabilir. Burada (2s) noktasındaki entropinin (1) noktasındaki entropiye eşit olduğu dikkate alınmalıdır.

$$h_{2s} = \mathcal{F}(s_{2s}, P_{2s}) \quad (3)$$

Buna göre, Eşitlik 1’de verilen kompresör verim ifadesinden (2) noktasındaki entalpi değeri hesaplanabilir. Yoğuşturucuya (2) noktasında giren soğutucu akışkan (3) noktasında doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığı verildiğinden (3) noktasına ait termodinamik özellikler bilinmektedir. Sıvı

tankından sonra soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, geri kalanı da genleşme valfine girmektedir. Soğutucu akışkanın ejektöre ve genleşme valfine doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmiştir. Bu durumda hem ejektör hem de genleşme valfi girişindeki soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri (3) noktasındaki termodinamik özellikler ile aynı olacaktır.

Şekil 11’de verilen P-h diyagramında (4) noktası lüle çıkışı ve karışım bölgesi girişini, (5) noktası karışım bölgesi çıkışı ve difüzör girişini, (6) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (3) ile (4) noktaları arasında Eşitlik (4)’te verilen enerji denklemi ve Eşitlik (5)’te verilen lüle verim ifadesi kullanılarak (4) noktasındaki termodinamik özellikler hesaplanabilir.

$$h_3 = h_4 + \frac{V_4^2}{2} \quad (4)$$

$$\eta_L = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (5)$$

Soğutucu akışkan genleşme valfine (3) noktasında girmekte ve (7) noktasında çıkmaktadır. Genleşme valfindeki basınç düşürme işleminin sabit entalpide gerçekleştiğinden, (7) noktasındaki entalpi (3) noktasındaki entalpiye eşittir.

Karışım bölgesi çıkışı ve difüzör giriş noktası olarak tanımlanan (5) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise enerji ve momentum denklemleri kullanılarak aşağıda verilen Eşitlik (6) ve Eşitlik (7)’yi yazmak mümkündür.

$$h_3 + \omega \cdot h_8 = (1 + \omega) \cdot \left( h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (6)$$

$$V_4 = (1 + \omega) \cdot \frac{V_5}{\sqrt{\eta_m}} \quad (7)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanın kütle oranını ifade eden  $\omega$ , Eşitlik (8) ile tanımlanmıştır. Ayrıca Eşitlik (7)’de karışım bölgesindeki verimi ifade eden  $\eta_m$  değeri de Eşitlik (9)’da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$\omega = \dot{m}_8 / \dot{m}_3 \quad (8)$$

$$\eta_m = V_5^2 / V_{5s}^2 \quad (9)$$

Difüzörden (6) noktasında çıkan soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde ise Eşitlik (10)'da verilen difüzör verim ifadesi kullanılabilir.

$$\eta_d = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (10)$$

Buraya kadar verilen eşitlikler yardımıyla çevrime ait noktaların termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Sistemin soğutma etkinliği aşağıda verilen Eşitlik (11)'den hesaplamak mümkündür.

$$COP = \frac{\omega(h_8 - h_7) + (1 + \omega)(h_1 - h_6)}{(1 + \omega)(h_2 - h_1)} \quad (11)$$

Eşitlik (11)'de verilen ejektörlü soğutma sistemine ait COP değeri, ters Rankine çevrimine göre çalışan sistemin soğutma etkinliği ile karşılaştırılmış, COP'deki artış oranı Eşitlik (12) gösterildiği gibi belirlenmiştir.

$$COP \text{ Artış Oranı} = \frac{COP - COP_{Rankine}}{COP_{Rankine}} \quad (12)$$

Ters Rankine çevrimine göre çalışan sistemin soğutma etkinliğini de Eşitlik (13)'ten hesaplamak mümkündür.

$$COP_{Rankine} = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_8} \quad (13)$$

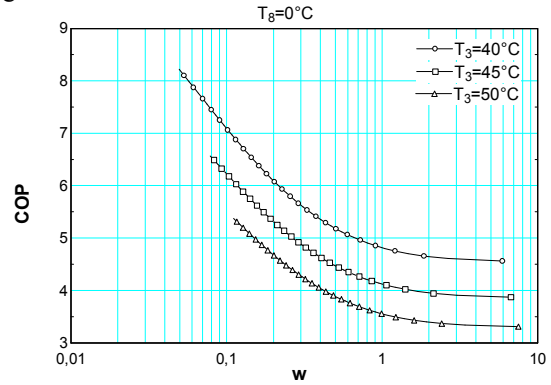
## 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, yukarıda verilen eşitlikler yardımı ile ejektörlü soğutma sistemlerinde, soğutma etkinliğinin ve soğutma etkinliği artış oranının kütlesel debi oranı ile değişimi incelenmiş ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

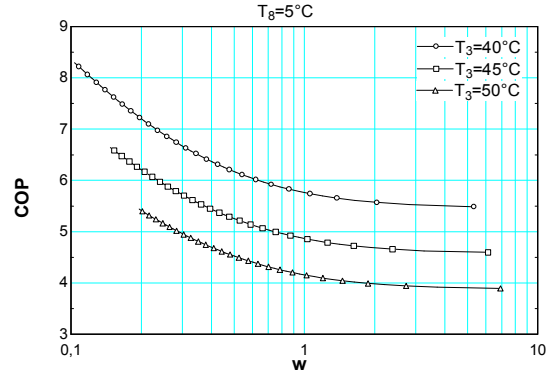
Şekil 12, 13 ve 14'te soğutma etkinliğinin kütlesel debi oranı ile değişimi, çeşitli buharlaştırıcı ve yoğusturucu sıcaklıkları için verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü gibi kütlesel debi oranı

sonsuzla doğru giderken soğutma etkinliği de belirli bir sabit değere ulaşmaktadır.

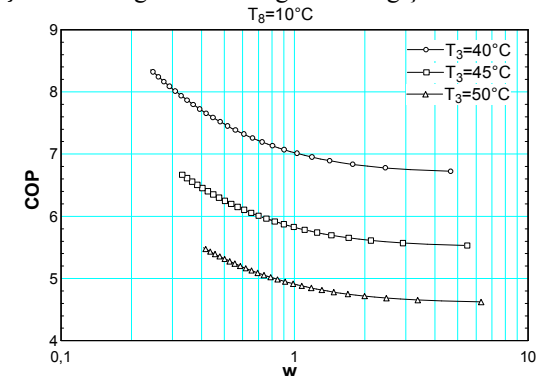
Eşitlik (8)'de tanımlanan kütlesel debi oranının sonsuzla gitmesi, ejektörden geçen soğutucu akışkanın sıfıra doğru gitmesi, yani ejektörden soğutucu akışkan geçmemesi anlamına gelmektedir.



Şekil 12. Soğutma etkinliğinin ω ile değişimi

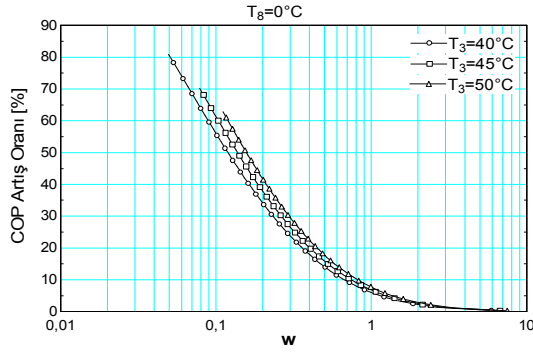


Şekil 13. Soğutma etkinliğinin ω ile değişimi

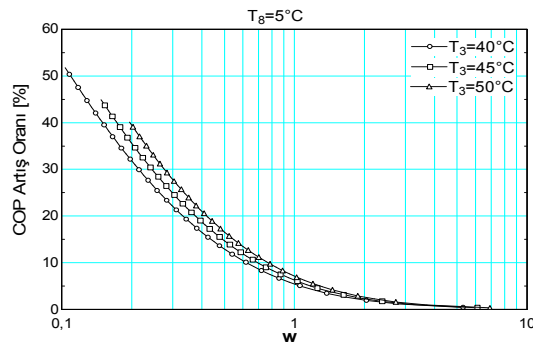


Şekil 14. Soğutma etkinliğinin ω ile değişimi

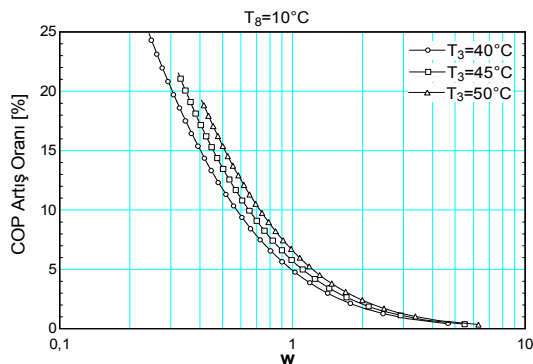
Bu da sistemin bilinen ters Rankine çevrimine göre çalışması demektir ve sistemin soğutma etkinliği de ters Rankine çevrimine göre elde edilen etkinlik değerine eşit olması anlamına gelir. Bu durumu Şekil 15, 16 ve 17’de verilen COP artış oranı grafiklerinden de görmek mümkündür.



Şekil 15. COP artış oranının  $\omega$  ile değişimi



Şekil 16. COP artış oranının  $\omega$  ile değişimi



Şekil 17. COP artış oranının  $\omega$  ile değişimi

Kütleli debi oranı azaldıkça sistemin soğutma etkinliği de artmakta; bu oran sıfıra doğru

yaklaştıkça soğutma etkinliği oldukça yüksek değerlere ulaşmaktadır. Ancak bunun pratik olarak bir anlamı yoktur, zira kütleli debi oranının sıfıra doğru gitmesi birinci buharlaştırıcıdan hemen hemen hiç soğutucu akışkan geçmiyor, soğutucu akışkanın tamamı ejektörden ve dolayısı ile ikinci buharlaştırıcıdan geçerek kompresöre giriyor demektir. Bunun sonucu sistemin soğutma etkinliği artmakta ancak, istenilen sıcaklıkta soğutma yapılamamaktadır. Şekil 15, 16 ve 17’de, kütleli debi oranına bağlı olarak COP’deki artış oranları görülmektedir. Bu grafiklerde de yine birinci buharlaştırıcıdaki sıcaklığın 0°C, 5°C ve 10°C olması ve yoğuşturucu sıcaklığının da 40°C, 45°C ve 50°C olması durumlarına göre elde edilen sonuçlar verilmiştir. Birinci buharlaştırıcı sıcaklığı  $T_8$  arttıkça, aynı kütleli debi oranı için soğutma etkinliğinde hızlı bir artış olduğu görülmektedir.

## 6. SEMBOLLER

COP	Soğutma etkinliği	[-]
$\dot{m}$	Kütle debisi	[ $\text{kg s}^{-1}$ ]
h	Entalpi	[ $\text{J kg}^{-1}$ ]
P	Basınç	[ $\text{Nm}^{-2}$ ]
s	Entropi	[ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]
V	Hız	[ $\text{ms}^{-1}$ ]
$\eta$	Verim	[-]
$\omega$	Kütle oranı	[-]

## 7. TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, 1001-Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı kapsamında TÜBİTAK tarafından desteklenen 112M167 no’lu projede elde edilen bazı sonuçlar verilmiştir. Proje aynı zamanda özel sektör kuruluşlarından TEMSA Global San. ve Tic. A.Ş. ve SAFKAR Ege Soğutmacılık San. ve Tic. A.Ş. tarafından da desteklenmektedir. Adı geçen kurum ve kuruluşlarımıza destekleri nedeniyle teşekkür ederiz.

## 8. KAYNAKLAR

1. Ashley, C.M., Steam Ejector System for Car Conditioning, Electrical Engineering, 1934, 406-410.

2. Keenan, J.H., Neumann, E.P., A Simple Air Ejector, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, vol.64, 1942, pp.A75-A84.
3. Keenan, J.H., Neumann, E.P., Lustwerk, F., An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, 1950, pp.299-309.
4. Mains, W.D., Richenberg, R.E., Steam Jet Ejectors in Pilot and Production Plants, Chemical Engineering Process, March 1967, pp.1-5.
5. Lansing, F.L., Chai, V.W., A Thermodynamic Analysis of a Solar-Powered Jet Refrigeration System, DSN Progress Report, 1977, pp.209-217.
6. Sokolov, M., Hershgal, D., Compression Enhanced Ejector Refrigeration Cycle for Low-Grade Heat Utilization, CH2781-3/89/IEEE, 1989, pp.2543-2548.
7. Ünal, Ş., (1991), Jetli Soğutma Sistemlerinin Teorik Olarak Modellenmesi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 111 syf.
8. Yılmaz, T., Ünal, Ş., (1991), Ejektörlü Soğutma Sistemlerinde Lüle ve Difüzör Verimlerinin Sistem Üzerindeki Etkileri, Ç.Ü. Müh.Mim.Fak. Dergisi, Vol.6/2, pp.115-126.
9. Liaw, S.P., Chang, Y.H., Second Law Analysis on Ejection Cooling System, Journal of Marine Science and Technology, vol.1, pp.23-29, 1993.
10. Eames, I.W., Aphornratana, S., Sun, D.W., The Jet-Pump Cycle-a Low Cost Refrigerator Option Powered by Waste Heat, 1995.
11. Sun, D.W., Variable Geometry Ejectors and their Applications in Ejector Refrigeration Systems, Energy Vol. 21, No. 10, pp.919-929, 1996.
12. Sun, D.W., Experimental Investigation of the Performance Characteristics of a Steam Jet Refrigeration System, Energy Sources, 1997, pp.349-367.
13. Sun, D.W., Evaluation of a Combined Ejector Vapour-Compression Refrigeration System, Int. J. Energy Res., 22, pp.333-342, 1998.
14. Aly, N.H., Karameldin, A., Shamloul, M.M., Modelling and Simulation of Steam Jet Ejectors, Desalination 123, pp.1-8, 1999.
15. Göktun, S., Bayülken, A., Optimum Performance of a Heat Engine-Driven Combined Vapour Compression Absorption Ejector Heat Pump, Int. J. Energy Res.24, pp.655-664, 2000.
16. Huang, B.J., Petrenko, V.A., Samofatov, I.Y., Shchetinina, N.A., Collector Selection for Solar Ejector Cooling System, Solar Energy Vol. 71, No. 4, pp. 269-274, 2001.
17. Dessouky, H.E., Ettouney, H., Alatiqi, I., Nuwaibit, G.A.I., Evaluation of Steam Jet Ejectors, Chemical Engineering and Processing, Vol. 41, pp.551-561, 2002.
18. Eames, I.W., Caeiro, J., Absorption Refrigeration with Thermal (Ice) Storage, International Energy Agency Report, pp.1-40, 2002.
19. Chunnanond, K., Aphornratana, S., An Experimental Investigation of a Steam Ejector Refrigerator: The Analysis of the Pressure Profile Along the Ejector, Applied Thermal Engineering, vol.24, pp.311-322, 2004.
20. Özalp, M., Türkiye’de Ejektörlü Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Güneş Enerjisinden Faydalanılması, Teknoloji, Cilt 7, Sayı 2, s. 297-309, 2004.
21. Khattab, N.M., Optimum Design Conditions of Farm Refrigerator Driven by Solar Steam-Jet System, International Journal of Sustainable Energy, Vol. 24, No. 1, pp.1-17, 2005.
22. Meyer, A.J., Steam Jet Ejector Cooling Powered by Low Grade Waste or Solar Heat, Thesis of MscEng in Mechanical Engineering Stellenbosch University, December 2006.
23. Utomo, T., Ji, M., Kim, P., Jeon, H., Chung, H., CFD Analysis on the Influence of Converging Duct Angle on the Steam Ejector Performance, Eng Opt 2008 - International Conference on Engineering Optimization, Rio de Janeiro, Brazil, 01 - 05 June 2008.
24. Varga, S., Oliveira, A.C., Diaconu, B., Analysis of a Solar-Assisted Ejector Cooling System for Air Conditioning, International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol.4, pp.2-8, 2009.
25. Li, X., Wang, T., Day, B., Improving the Performance of a Thermal Compressor in a Steam Evaporator Via CFD Analysis, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition Lake Buena Vista, Florida, 13-19 November 2009.

26. Hsu, C.T., Investigation of an Ejector Heat Pump by Analytical Methods, ORNL/CON-144, Dist. Category UC-95d, 1984, pp.1-62.
27. Menegay, P., Kornhauser, A.A., Improvements to the Ejector Expansion Refrigeration Cycle, IEEE, 1996, pp.702-706.
28. Huang, B.J., Chang, J.M., Petrenko, V.A., Zhuk, K.B., a Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b, Solar Energy Vol. 64, Nos 4-6, pp. 223-226, 1998.
29. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., A 1-D Analysis of Ejector Performance, International Journal of Refrigeration 22, pp.354-364, 1999.
30. Huang, B.J., Chang, J.M., Empirical Correlation for Ejector Design, International Journal of Refrigeration 22, pp.379-388, 1999.
31. Ersoy, H.K., Yapıcı, R., Güneş Enerjisi Kaynaklı Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003, pp.33-38.
32. Ouzzane, M., Aidoun, Z., Model Development and Numerical Procedure for Detailed Ejector Analysis and Design, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp.2337-2351, 2003.
33. Hernandez, J.I., Dorantes, R. J., Best, R., Estrada, C.A., the Behaviour of a Hybrid Compressor and Ejector Refrigeration System with Refrigerants 134a and 142b, Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.1765-1783, 2004.
34. Al-Ansary, H.A.M., Investigation and Improvement of Ejector-Driven Heating and Refrigerating Systems, Phd. Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
35. Selvaraju, A., Mani, A., Analysis of an Ejector with Environment Friendly Refrigerants, Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.827-838, 2004.
36. Shen, S., Qu, X., Zhang, B., Riffat, S., Gillott, M., Study of a Gas-Liquid Ejector and its Application to a Solar-Powered bi-ejector Refrigeration System, Applied Thermal Engineering, Vol.25, pp.2891-2902, 2005.
37. Rusly, E., Aye, L., Charters, W.W.S., Ooi, A., CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System, International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp.1092-1101, 2005.
38. Watanawanavet, S., Optimization of a High-Efficiency Jet Ejector by Computational Fluid Dynamics Software, Master of Science, Texas A&M University, 2005.
39. Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Performance Characteristics of the Ejector Refrigeration System Based on the Constant Area Ejector Flow Model, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp.3117-3135, 2005.
40. Huang, B.J., Hu, S.S., Lee, S.H., Development of an Ejector Cooling System with Thermal Pumping Effect, International Journal of Refrigeration, Vol.29, pp.476-484, 2006.
41. Bergander, M.J., Refrigeration Cycle with Two-Phase Condensing Ejector, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 17-20, 2006.
42. Dahmani, A., Aidoun, Z., Galanis, N., On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, On the Performance of Ejector Refrigeration Systems, pp.124-128, 2006.
43. Vidala, H., Colle, S., Pereira, G.S., Modelling and Hourly Simulation of a Solar Ejector Cooling System, Applied Thermal Engineering, Vol.26, pp.663-672, 2006.
44. Richter, C., Tischendorf, C., Fioreizano, R., Cavalcante, P., Tegethoff, W., Köhler, J., Using Modelica as a Design Tool for an Ejector Test Bench, Modelica 2006, September 4th - 5th, pp.501-508.
45. Pridasawas, W., Lundqvist, P., A Year-Round Dynamic Simulation of a Solar-Driven Ejector Refrigeration System with Iso-Butane as a Refrigerant, International Journal of Refrigeration Vol. 30, pp.840-850, 2007.
46. Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M., Performance Analysis of the Vapour Compression Cycle Using Ejector as an Expander, Int. J. Energy Res., Vol.31, pp.364-375, 2007.
47. Yapıcı, R., Yetişen, C.C., Experimental Study on Ejector Refrigeration System Powered by Low Grade Heat, Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp.1560-1568, 2007.
48. Zha, S., Jakobsen, A., Hafner, A., Neksa, P., Design and Parametric Investigation on Ejector for R-744 Transcritical System,



- International Congress of Refrigeration 2007, Beijing.
49. Chaiwongsa, P., 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*, Vol.30, pp.601-608, 2007.
  50. Yu, J., Zhao, H., Li, Y., Application of an Ejector in Autocascade Refrigeration Cycle for the Performance Improvement, *International Journal of Refrigeration*, Vol.31, pp.279-286, 2008.
  51. Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O., Ouzzane, M., CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Applications, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 14-17, 2008.
  52. Yapıcı, R., Experimental Investigation of Performance of Vapor Ejector Refrigeration System Using Refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, Vol.49, pp.953-961, 2008.
  53. Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoğlu, A., Halkacı, H.S., Yiğit, O., Experimental Determination of the Optimum Performance of Ejector Refrigeration System Depending on Ejector Area Ratio, *International Journal of Refrigeration*, Vol.31, pp.1183-1189, 2008.
  54. Chaiwongsa, P., Wongwises, S., Experimental Study on R-134a Refrigeration System Using a Two-Phase Ejector as an Expansion Device, *Applied Thermal Engineering*, Vol.28, pp.467-477, 2008.
  55. Hui-fan, Z., Xiao-wei, F., An-gui, L., Experimental Investigation on HFC134a Ejector Refrigeration System, *Industrial Electronics and Applications 4th IEEE Conference*, 25-27 May 2009, pp.2168-2171.
  56. Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., Li, Y., Numerical Investigation of Geometry Parameters for Design of High Performance Ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol.29, pp.898-905, 2009.
  57. Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Wojciechowski, J., Application Of Two-Phase Ejector as Second Stage Compressor in Refrigeration Cycles, *7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Krakow, Poland, 28 June-03 July 2009.
  58. Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., Bouaziz, N., Use of Ejectors in a Multi-Evaporator Refrigeration System for Performance Enhancement, *International Journal of Refrigeration*, Vol.32, pp.1173-1185, 2009.
  59. Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Improvement of Refrigeration Cycle Efficiency by Means of Two-Phase Ejector as Second Stage Compressor, *International Seminar on Ejector/Jetpump Technology and Application*, Louvain-la-Neuve, Belgium, Paper No. 23, September 7-9, 2009.
  60. Omi, S., Dijkstra, S., Passenger Vehicle Air Conditioning System Using an Ejector, *Denso, IAA 2009*.
  61. Huang, B.J., Wu, J.H., Wang, J.H., Hsu, H.Y., Development of Hybrid Solar-Assisted Cooling/Heating System, *Global Conference on Renewables and Energy Efficiency for Desert Regions (GCREEDER 2009)Energy Conversion and Management*, Vol.51, pp.1643-1650, 2010.
  62. Sarkar, J., Geometric Parameter Optimization of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle with Natural Refrigerants, *Int. J. Energy Res.*, Vol.34, pp.84-94, 2010.
  63. Guangming, C., Xiaoxiao, X., Shuang, L., Lixia, L., Liming, T., An experimental and Theoretical Study of a CO<sub>2</sub> Ejector, *International Journal of Refrigeration*, Vol.33, pp.915-921, 2010.
  64. Ünal, Ş., Yılmaz, T., Cihan, E., Büyükalaca, O., Otobüsler için Ejektörlü Klima Sistemi, *ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 09-12 Eylül 2013. (*Değerlendirme aşamasında*)
  65. Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B., Comparison of the Working Domains of Some Compression Heat Pumps and a Compression-Absorption Heat Pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol.20, pp.308-318, 1997.