T.C
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇİFT FAZLI SABİT ALANLI EJEKTÖR KULLANARAK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİM ETKİNLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Nagihan BİLİR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONYA,2009

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇİFT FAZLI SABİT ALANLI EJEKTÖR KULLANARAK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİM ETKİNLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Nagihan BİLİR

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. H. Kürşad ERSOY

2009, 64 Sayfa

Jüri: Yrd. Doç. Dr. H. Kürşad ERSOY
Yrd. Doç. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Şefik BİLİR

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde, tersinmezlikleri azaltmak ve enerji geri dönüşümü sağlamak amacıyla genleştirici olarak ejektör kullanımı araştırıldı. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan ejektör genleşmeli soğutma sisteminin teorik analizi EES (Engineering Equation Solver) yazılım programı kullanılarak yapıldı. Verilen çalışma sıcaklıkları için, kompresör sıkıştırma işini minimum, soğutma performans katsayısını ise maksimum yapan optimum emme lülesi basınç düşüşü, ejektör alan ve debi oranları araştırıldı. Verilen çalışma sıcaklığı için, ejektör genleşmeli sistemin her bir elemanının ve çevrimin tersinmezlik miktarları belirlendi. Ejektörlü sistem için bulunan sonuçlar klasik sisteminki ile karşılaştırıldı.

Elde edilen sonuçlara göre, emme lülesi basınç düşüşünün, incelenen çalışma sahası için 18 kPa-44.9 kPa arasında değişen, optimum bir değerinin olduğu tespit edildi. Evaporatör ve kondenser sıcaklıkları arasındaki fark büyük olduğunda, ejektörlü sistemin soğutma performansının ve ekserji veriminin daha çok iyileşeceği belirlendi. Genleştirici olarak ejektör kullanıldığında klasik sisteme göre soğutma performans katsayısının en az ~% 8, en çok ~% 29 artacağı tespit edildi. Bir sonuç olarak, T_{ev}=5 ^{o}C, T_{kon}=40 ^{o}C, soğutma kapasitesi 3.5 kW iken ejektörlü çevrimin toplam tersinmezlik miktarının klasik çevrime göre % 56.6 daha düşük olduğu bulundu. Dizayn dışı çalışma durumunda tasarım şartlarından ±10 ^{o}C sapma olsa bile, ejektörlü sistemin performansının ejektörsüz sisteme göre daha yüksek olacağı belirlendi.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Genleşme Valfi, Kısılma, COP, Tersinmezlik, Ekserji

ABSTRACT

MS Thesis

PERFORMANCE IMPROVEMENT OF THE VAPOUR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE BY A TWO-PHASE CONSTANT AREA EJECTOR

Nagihan BİLİR

Selçuk University Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Advisor: Assist. Prof. Dr. H. Kürşad ERSOY

2009, 64 Page

Jury: Assist. Prof. Dr. H. Kürşad ERSOY
Assist. Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Şefik BİLİR

In order to achieve reducing system irreversibility and for energy recovery, the use of ejector as expander in vapor compression refrigeration systems is investigated. Theoretical analysis of ejector expansion refrigeration system which uses R134a as refrigerant is done by using EES (Engineering Equation Solver) Software Program. For given operating temperatures, suction nozzle pressure drop, ejector area and entrainment ratios that make compressor compression work minimum and cooling coefficient of performance maximum are investigated. The exergy destruction rate of each component of the ejector system and total exergy destruction of the cycle are determined for a given operation temperature. The results found for the ejector system are compared with that for classic system.

According to the obtained results, it is determined that optimum value of suction nozzle pressure drop ranges between 18 kPa and 44.9 kPa for the investigated operating range. As difference between condenser and evaporator temperatures increases, it is found that improvement ratio in cooling performance and exergy efficiency of the ejector system rise. When ejector is used as expander, it is established that minimum cooling coefficient of performance is ~8% and maximum is ~29%. As a result, it is found that, at operating conditions of $T_{ev}=5^{o}C$, $T_{kon}=40^{o}C$ and 3.5 kW cooling capacity, total exergy destruction rate of cycle is found to be 56.6% lower than that of the classic system. In case the system operates off-design, it is determined that even if the system deviates by $\pm 10^{o}C$ from the design temperature, performance of the ejector system is still higher than the system with no ejector.

Key Words: Ejector, Expansion Valve, Throttling, COP, Irreversibility, Exergy

ÖNSÖZ

Soğutma uygulamalarında, çok farklı alanlarda ve yaygın şekilde kullanılan klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde yapılan bir performans iyileştirmesi ile önemli bir enerji tasarrufu sağlanabilecektir. Örneğin, konutlar göz önüne alınırsa hemen her evde günde ~1.4 kWh elektrik tüketen klasik tip bir buzdolabı vardır. Ejektör kullanılarak, soğutma performans katsayısı (COP) ~%15 artırılabilirse, sadece ev tipi buzdolaplarından, Türkiye'de, yıllık ~1.34 GWh'lık enerji tasarrufu yapılabilecektir. Ayrıca soğutma sistemlerinin uygulandığı diğer alanlarda yapılabilecek enerji tasarrufunun da önemli miktarlara ulaşacağı söylenebilir.

Enerji kaynaklarının hızla azaldığı günümüzde oldukça geniş bir uygulama alanı olan soğutma sistemlerinde performans artırımı ile enerji tasarrufu yapılabilecek olması ve bunun hemen her kesimi doğrudan ilgilendirmesi, bu çalışma için, motivasyon kaynağı olmuştur.

Bu tez çalışması yürütülürken, çalışmayı tartışmaya açmak ve alınacak öneriler doğrultusunda (yurtiçi ve yurt dışı toplam beş hakemden öneri gelmiştir), tezin kalitesini yükseltmek amacıyla, ulusal sempozyumda bir adet bildiri sunulmuş ve Science Citation Index (SCI) kapsamındaki dergide de bir adet araştırma makalesi yayınlanmıştır. Bunlar:

1. Nagihan Bilir, H. Kürşad Ersoy. Ejektör kullanarak buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin etkinliğinin iyileştirilmesi, I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 2008, 193-204.
2. Nagihan Bilir, H. Kursad Ersoy. Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. International Journal of Energy Research, 2009, 33, 5, 469-480.

Yukarıda sıralanan çalışmaların yayın hakkı devredildiği için sadece ilk sayfaları, ek olarak verilmiştir.

Çalışmam sırasında, her daim bilgi ve tecrübesini benden esirgemeyen, çalışmamın her aşamasında bana yol gösteren, akademik anlamda gelişmemi sağlayan, yardıma ihtiyaç duyduğum zamanlarda beni sabırla dinleyen ve yol gösteren, tez danışmanlığımı üstlenen ve birlikte çalıştığım için kendimi çok şanslı saydığım değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. H. Kürşad ERSOY'a en içten teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilmekteyim.

Hayatımda, her anımda, uzakta olsalar da yanımda olduklarını hep hissettiren, attığım her ileri adımımda bana çok büyük katkısı olan ve en önemlisi her zaman bana güvenen canım aileme çok teşekkür ederim.

Nagihan BİLİR

İÇİNDEKİLER

ÖZET iii
ABSTRACT iv
ÖNSÖZ v
İÇİNDEKİLER vii
SİMGELER ix
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
3. TEORİK MODEL 8
3.1. Ejektörlü Soğutma Sistemi 8
3.1.1. Ejektör Modelleri 10
3.2. Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi ve Klasik Soğutma Sisteminin Birinci Yasa (Enerji) Analizi 12
3.2.1. Tahrik Lülesi (Primer Lüle) 13
3.2.2. Emme Lülesi (Sekonder Lüle) 14
3.2.3. Sabit Alan Karışım Odası 15
3.2.4. Difüzör 16
3.2.5. Soğutma Performans Katsayısı, Sıkıştırma Oranı ve Performanstaki İyileşme Oranı 17
3.2.6. EGSS'nin Çözüm Algoritması ve Kullanılan Yazılım Programı 20
3.3. Ekserji Analizi 26
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 30
4.1. Emme Lülesindeki Optimum Basınç Düşüşü ve Optimum Ejektör Alan Oranı 31
4.2. Evaporatör ve Kondenser Sıcaklıklarının Optimum Çalışma Şartlarına Etkisi 38
4.3. EEGS ve Klasik Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Ekserjetik Değerlendirmesi 49

4.4. Ejektörlü Sistemin Dizayn Dışı Çalışma Durumu 55
5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ 57
6. KAYNAKLAR 59
EKLER 62

SİMGELER

A_r	Ejektör alan oranı $[(a_{1b}+a_{2b}) / a_{1b}]$	
a	Alan	(m^2)
ex	Ekserji azalma miktarı	(kj/kg)
h	Özgül entalpi	(kj/kg)
m	Kütle debisi	(kg/s)
P	Basınç	(MPa)
Q	Soğutma kapasitesi	(kW)
q	Birim kütle için soğutma kapasitesi	(kj/kg)
s	Özgül entropi	(kj/kgK)
T	Sıcaklık	(°C)
u	Hız	(m/s)
v	Özgül hacim	(m^3/kg)
W	Kompresörün tükettiği güç	(kW)
w	Birim kütle için kompresör işi	(kJ/kg)
w	Debi oranı	
x	Kuruluk derecesi	
η	İzentropik verim	
Ψ	Ekserji verimi	

Kısaltmalar ve İndisler

COP	Soğutma performans katsayısı
d	Difüzör
EGSS	Ejektör genleştiricili soğutma sistemi
ej	Ejektörlü sistem; Ejektör
ev	Evaporatör
f	Doymuş sıvı
g	Doymuş buhar
gv	Genleşme valfi

i	İyileşme oranı
is	İzentropik
k	Klasik soğutma sistemi
kon	Kondenser
komp	Kompresör
L	Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı
m	Karışmış akışın karışma odası çıkış durumu
n	Tahrik lülesi
opt	Optimum
P_b	Emme lülesindeki emme odası basıncı
P_r	Kompresör sıkıştırma basınç oranı
s	Emme lülesi
sbt	Sabit
0	Referans çevre
1b	Karışma odası girişindeki primer akışın durumu
2b	Karışma odası girişindeki sekonder akışın durumu
3m	Karışma odası çıkışındaki karışmış akışın durumu
1,2..7	Soğutma çevrimlerindeki akışkanın termodinamik durumları

1. GİRİŞ

Soğutma, insanoğlu için geçmişten günümüze vazgeçilmez bir ihtiyaç olmuştur ve ilk olarak, gıdaların bozulmadan uzun süre korunması amacıyla kullanılmıştır. Çoğu gıda oda sıcaklığında bozulur. Bunun nedeni bakterilerin oda sıcaklığında kolayca üremesidir. Ancak gıdalar, +4 °C'ye soğutulduğunda bakterilerin çoğalması azalır ve böylece uzun süre muhafaza edilebilir. Bu yüzden gıdaların korunması, soğutma sistemlerinin önemli uygulama alanını teşkil eder**.** Ayrıca soğutma, her türlü konfor sistemlerinde (konutlar, işyerleri, taşıtlara vb.), sanayide ve sağlık sektöründe kısacası hemen hemen birçok alanda karşımıza çıkmaktadır.

Soğutma sistemlerinde sağlanacak bir performans iyileştirmesi, çok geniş bir sahayı ilgilendirir. Araştırmacılar halen bu alanda birçok çalışma yapmaktadır. Bu araştırmalardan biri de sistemdeki tersinmezliği artıran genleşme valfindeki kısılma kayıplarını azaltma yönündedir. Bu amaçla, genleşme valfi yerine ejektör kullanılması öngörülmektedir. Böylece genleşme valfinde kaybolan işin geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azaltılacaktır. Bu ise sistemin soğutma performans katsayısını (COP) yükseltici bir etki yapacaktır. Bu sistemlere "Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemleri" (EGSS) adı verilmektedir.

Bu çalışmanın amacı; buhar sıkıştırmalı klasik soğutma sisteminin performansını iyileştirmek için genleşme valfi yerine sisteme adapte edilmesi düşünülen ejektörün sistem performansı üzerine etkisini araştırmak ve optimum çalışma şartlarını belirlemektir. Evaporatör ve kondenser sıcaklığı ile optimum ejektör alan oranının ve ejektörsüz sisteme göre COP'taki iyileşme oranının, kompresör sıkıştırma işinin nasıl değiştiği ve ayrıca, ejektörlü sistemin dizayn dışı çalışma durumundaki performansını araştırmak bu çalışmanın amaçları arasındadır. Ayrıca, bu çalışmada kısılma kayıplarından doğan tersinmezlikleri azaltmak amacıyla öngörülen ejektör genleştiricili soğutma sisteminde (EGSS), ekserji analizi ile tersinmezliklerin şiddetini, yerini belirlemek ve klasik sistemle karşılaştırmalı sonuçlarını sunmak amaçlanmıştır. Klasik sistemin ve EGSS'in çalışma

sıcaklıklarının değişimi de dikkate alınarak karşılaştırmalı ekserjetik bir değerlendirme hedeflenmiştir.

Yukarda sıralanan araştırma amaçlarına ulaşmak için öncelikle çok geniş bir kaynak araştırması yapılmış, bu kaynaklarda sistemin performansını ve optimum çalışma şartlarını etkileyecek bir noktanın (emme lülesindeki basınç düşüşünün optimum bir değerinin olabileceği) göz ardı edildiği tespit edilmiştir. Tez çalışması bu eksikliğin giderilerek sistemin enerji ve ekserji analizine odaklanmıştır. Sisteme genleştirici olarak adapte edilen ejektör sabit alan modeli kullanılmıştır. Sistemde soğutucu alışkan olarak R134a'nın kullanıldığı düşünülmüştür.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Soğutma sistemlerinde genleşme valfi yerine ejektör kullanımı üzerine birçok araştırmacı teorik ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Bu konu üzerinde; üniversitelerde doktora tez çalışmaları, dergilerde makaleler ve özel teşebbüslerde (firmalarda) denemeler, ilerleyen paragraflarda detayları görülebileceği gibi, artan bir hızla devam etmektedir.

Isıl tahrikli ejektörlü sistemlerde ejektördeki akış tek fazlı (buhar) alınarak çözümlenmişti (Sun 1997, Yapıcı ve Ersoy 2005, Aphornratana ve ark., 2001). Klasik sisteme ejektör modifiye edildiğinde ise ejektördeki akış çift fazlı olmakta ve ejektörün optimum alan oranının hesaplanması tek fazlı akışa göre daha karmaşık hale gelmektedir.

Kaynak araştırmasında ejektörün sisteme adapte edilmesinde iki tip çevrim uygulaması ile karşılaşıldı. Birincisi, bu tezin de konusunu olan, klasik sistemde genleştirici olarak ejektör uygulamasıdır. Diğeri ise kritik nokta üstünde çalışan (transkritik) ve soğutkan olarak CO_2 kullanan çevrimlerde genleştirici olarak ejektör kullanılmasıdır. Her iki çevrim tipinde de ejektör kullanılmasının amacı aynıdır, her ikisinde de akış çift fazlıdır ancak çevrim analizleri değişiklik arz etmektedir. Kaynak araştırmasında her iki çevrim uygulamasına da genişçe yer verilmiş ve çift fazlı ejektörü genleştirici olarak kullanan soğutma sistemleri üzerine yapılan teorik ve deneysel çalışmalar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

Bir Japon firması olan Denso 2004'te araç klimasında kullanılacak transkritik soğutma çevrimine, dünyada ilk kez, ejektörü uyguladığını ve başarılı sonuç (T_e= -18 ^oC için soğutma performansında %50 iyileşme) elde etiğini açıkladı. Ancak, sistemin çalışma şartları ile ilgili olarak hiçbir detay sunmadı.

Deng ve ark. (2007), genleşme valfi yerine ejektörü kullanan transkritik bir soğutma çevriminin teorik analizini yaptı. Sistem performansının, ejektör çıkışındaki CO_2'in kuruluk derecesini belirleyen ejektör debi oranı ile güçlü bir şekilde ilgili olduğunu ve çıkış kuruluk derecesi sağlanmadığı takdirde sıvı CO_2'in kompresöre ya da buhar CO_2'in evaporatöre gireceğini ifade etti. Klasik soğutma çevrimine göre,

ejektörlü soğutma çevriminin performans katsayısının %22 daha yüksek olduğunu belirledi. Ejektör genişlemeli soğutma çevrim COP'unun kondenser ve evaporatör sıcaklığıyla, ejektör debi oranıyla, lüle ve difüzör verimiyle değiştiğini tespit etti. Denso firmasının bulduğu sonucun sadece optimum çalışma şartlarında elde edilebileceğini ifade etti.

Chaiwongsa ve Wongwises (2007), lüle boğaz çapları farklı, üç adet, iki fazlı ejektör kullanarak, sesüstü lülenin (tahrik lülesinin) boğaz çapının sistem performansına, soğutma kapasitesine, kompresör sıkıştırma oranına, evaporatör basıncına, primer ve sekonder akışkan debisine etkisini deneysel olarak araştırdı. Sistemin performans katsayısının sesüstü lülesinin boğaz çapına bağlı olarak değiştiğini deneysel olarak gözlemledi.

Kornhauser (1990), soğutucu akışkan R-12 yi kullanarak ejektör genleşmeli soğutma çevriminin performansını teorik olarak araştırdı. Kondenser sıcaklığı 30°C ve evaporatör sıcaklığı -15°C olan klasik çevrimin teorik COP unun %21'in üzerinde iyileştirilebileceğini buldu (Yari ve Sirousazar, 2007).

Menegay ve Kornhauser (1996), ejektörlü soğutma sisteminde akışı düzenlemek için tahrik akışkanını bir akış düzenleyiciden geçirerek ejektöre gönderdi. Kondenser sıcaklığı 30°C ve evaporatör sıcaklığı -15 °C için soğutucu akışkan R-12'yi kullanan ejektörlü soğutma çevrim COP'unun klasik sisteme göre % 3.8 daha yüksek olduğunu belirledi. Bununla birlikte, bu sonucun beklenen kadar iyi olmadığını da vurguladı.

Nakagawa ve Takeuchi (1998), primer lülenin genişleyen kısmının uzun olmasıyla, iki fazlı akışın dengeye ulaşması için gerekli zamanının sağlanabileceği sonucuna vardı. Primer lülenin (tahrik lülesinin) genişleyen kısmını uzatmak, primer lüle verimini artırmaktadır (Yari ve Sirousazar, 2007).

Disawas ve Wongwises (2004), çift fazlı ejektör kullanan soğutma çevriminin performansını deneysel olarak araştırdı. Deneylerinde soğutucu akışkan R134a'yı kullandı. Deneylerden, düşük evaporatör sıcaklığında klasik soğutma çevrimine göre, ejektörlü soğutma çevriminin performans katsayısının daha fazla olduğunu tespit etti. Kondenserden ejektöre gelen tahrik akışkanın kütle debisinin, ısı atılan ve ısı çekilen ortamın sıcaklığına kuvvetli şekilde bağlı olduğunu belirtti.

Nehdi ve ark. (2007), ejektörü genleştirici olarak kullanan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin performansını araştırdı. Elde ettikleri simülasyon sonuçları, ejektör dizaynının geometrik parametrelerinin sistem performansı üzerinde önemli derecede etkisi olduğunu gösterdi. Maksimum COP'un optimum alan oranında elde edilebileceğini belirledi. Evaporatör sıcaklığı -15^{o}C ve kondenser sıcaklığı 30^{o}C olduğunda optimum alan oranının yaklaşık 10 olduğunu tespit etti.

Yari ve Sirousazar (2007), iç ısı değiştiricisi ve ara soğutucu kullanan ejektörlü soğutma çevriminin performansını teorik olarak araştırdı. Evaporatör ve kondenser sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisini, ikinci kanun verimini, ekserji azalma oranını ve debi oranını araştırdı. Soğutucu akışkan olarak R125'in kullanıldığını düşündü. Öngörülen yeni ejektörlü soğutma sisteminin COP 'unun klasik ejektörlü soğutma sisteminkinden %8.6, klasik buhar sıkıştırmalı çevriminkinden de %21 daha yüksek olduğunu belirledi. Bu yeni ejektörlü soğutma sisteminin ekserji verimini ise klasik ejektörlü soğutma sisteminkinden %8.15 daha yüksek olduğunu buldu.

Li ve Groll (2005), ejektör genleşmeli transkritik soğutma çevriminin performansını teorik olarak araştırdı. Akışkan olarak R744 (CO_2) kullanıldığını düşündü. Çift fazlı ejektörde alan oranın hesaplanabilmesi için yeni bir teorik model sundu. Ejektör modeli için sabit basınç karışım modelini esas aldı. Debi oranına ve emme lülesinde sekonder akışkanın basınç düşüşüne bağlı olarak sistemin performansını araştırdı. Tipik klima uygulamalarında, geliştirilen sistem COP'unun klasik soğutma sisteminkinden %16 daha fazla olduğunu belirledi.

Yari (2008), ejektörlü soğutma çevriminin analizini, bir boyutlu ejektör modelini kullanarak yaptı. Çevrimdeki tersinmezliklerinin miktarını ve yerini belirlemek için ekserji analizi yaptı. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının sistem COP'unun üzerine etkisini, ikinci kanun verimini (ekserji verimini) ve ekserji azalma miktarını araştırdı. Evaporatör sıcaklığı 5^{o}C ve kondenser sıcaklığı 40^{o}C olduğunda, ejektörlü sistemin COP'unun ve ikinci kanun veriminin klasik buhar sıkıştırmalı çevrimden %16 daha yüksek olduğunu belirledi. Verilen çalışma şartlarında, klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemindeki toplam ekserji azalma miktarının ejektörlü soğutma sisteminkinden %24 daha fazla olduğunu tespit etti.

Elbel (2007), tez çalışmasında, genleştirici olarak ejektör kullanan kritik üstü (CO_2) iklimlendirme sisteminin teorik ve deneysel araştırmasını yaptı. Deney sonuçları, klasik sisteme göre soğutma kapasitesinin %8, COP değerinin ise %7 daha yüksek olduğunu gösterdi. Ejektörde, klasik sistemde kısılma işlemi sırasında kaybolan işin %17'sinin geri dönüşümünün sağlandığını tespit etti. Deney sonuçları ile teorik sonuçların uyum içinde olduğunu belirledi.

Li (2006), tez çalışmasında soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanan, EGSS'nin teorik ve deneysel araştırmasını yaptı. Ejektör dizayn parametrelerinin ve çalışma şartlarının sistemde kullanılan ejektörün performansı üzerine etkisini araştırdı. Çift fazlı ejektörde, tahrik lülesinin ve emme lülesinin izentropik verimini deneysel olarak belirledi. Deney sonuçlarına göre, tahrik lülesinin verimini 0.946, emme lülesinin verimini de beklenenden daha düşük bir değerde 0.266 olarak belirledi. Deney sonuçlarından elde edilen sistemin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı, teorik analizden elde edilen sonuçlar ile ± %10 hata aralığında uyuştuğunu tespit etti.

Domanski (1995), ejektör genişlemeli soğutma çevriminin teorik COP'unun ejektör verimiyle değiştiğini gösterdi. He ve ark. (2009), ejektörlü soğutma sistemleri üzerine yapılan hemen hemen tüm çalışmalarda, ejektör bileşenlerinin (tahrik lülesi, emme lülesi ve difüzör) izentropik verimlerinin sabit alındığını, bu verimlerinin sistem performansı üzerine etkisinin araştırılmasının gerekliliğini vurguladı.

Ejektör bileşen (tahrik lülesi, emme lülesi ve difüzör) verimlerinin EGSS'nin performansı üzerine etkisi ise Ersoy ve Bilir (2009) tarafından araştırıldı. Elde edilen sonuçlara göre, tahrik lüle veriminin soğutma performans katsayısı üzerine daha etkili olduğu saptandı. Genleşme valfindeki tersinmezliği azaltmak için sisteme adapte edilen ejektörün sistemin ekserji verimini ne kadar artırdığı ve sistemin ekserji veriminin ejektör eleman verimlerine duyarlılığını değerlendirdi. Diğer ejektör bileşen verimleri %100 iken, ejektör emme lülesinin verimi % 20'den % 100'e arttığında soğutma performans katsayısındaki ve ekserji verimindeki iyileşme oranının 4.3 kat arttığını belirdi.

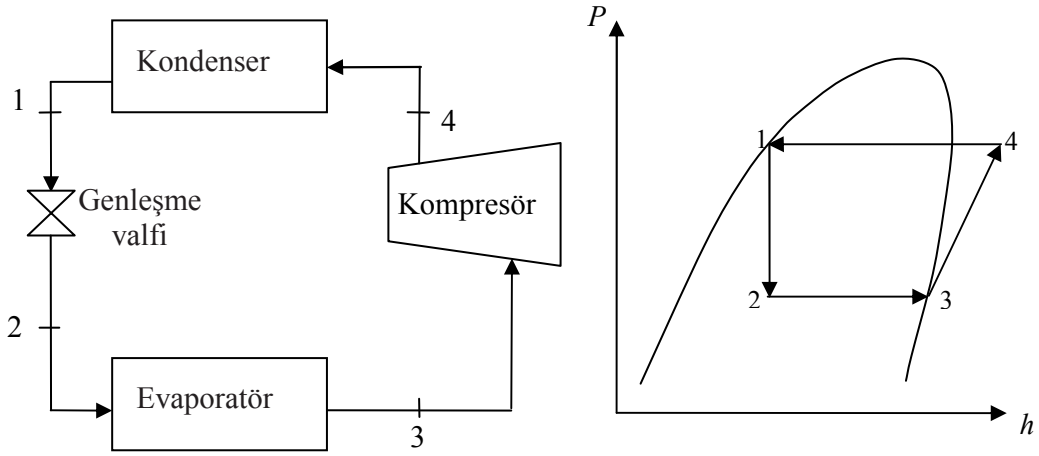
Soğutma çevrimlerinde ejektörün kullanılması sadece bu uygulama ile sınırlı değildir. Örneğin, standart soğutma çevrimi yerine çift evaporatörlü-ejektörlü çevrim kullanan soğutma çevrim önerileri de vardır (Guo ve ark. 1992; Tomasek ve

Radermacher, 1995; Bilir ve Ersoy, 2009). Aslında bu son söz edilen çevrimler ile ejektörlü çevrimde ejektörün kullanım amacı aynıdır, sadece ejektörün sisteme adapte edildiği yer farklıdır.

Yukarıda bahsedilen araştırmalardan da anlaşılacağı gibi, ejektörlü soğutma sistemi üzerine yapılan çalışmalar günceldir ve enerjinin verimli kullanılması açısından önemlidir. Bu çalışmanın amacı daha öncede ifade edildiği gibi, buhar sıkıştırmalı klasik soğutma sisteminin performansını iyileştirmek amacıyla sisteme adapte edilen ejektörün sistem performansı üzerine etkisini araştırmak ve optimum çalışma şartlarını belirlemektir. Optimum çalışma şartları belirlenirken, sistemin kalbi olan ejektörün analizinde, evaporatörden gelen akışkan basıncının, emme lülesi basıncına düşmesini dikkate almayan (Deng ve ark. 2007; Nehdi ve ark. 2007; Yari ve Sirousazar, 2007) ve dikkate alan (Li ve Groll, 2005; Li, 2006; Sarkar, 2008; Elbel ve Hrnjak, 2008) çalışmalara rastlanmıştır. Evaporatörden soğutucu akışkanın emilebilmesi için emme lülesindeki basıncın daha düşük olması beklenir. Bu nedenle emme lülesindeki basınç düşmesi bu çalışmada dikkate alındı. CO_2 kullanan bir transkritik çevrim için sekonder akışın emme lülesindeki basınç düşüş değerini, P_e-P_b=0.03 MPa olarak sabit alan bazı çalışmalar vardır (Li ve Groll, 2005; Sarkar, 2008). Ancak, bunu sabit bir değer almak, optimum sonuçlara ulaştırmayabilir. Ayrıca, bu çalışmada soğutucu akışkan olarak düşünülen R134a için bu basınç düşüş değeri de bilinmemektedir. Bu nedenle, bu tez çalışmasının giriş bölümünün son paragrafında da bahsedildiği gibi, COP'u maksimum yapan emme lülesindeki basınç düşüşünün optimum değeri, her çalışma şartı için araştırılması gerekir. Bu tez çalışması; literatürdeki bu eksikliği gidermek, klasik sistem ile genleştirici olarak ejektör kullanan sistemin enerji ve ekserji analizlerini karşılaştırmalı olarak ortaya koymak için yapılmıştır.

3. TEORİK MODEL

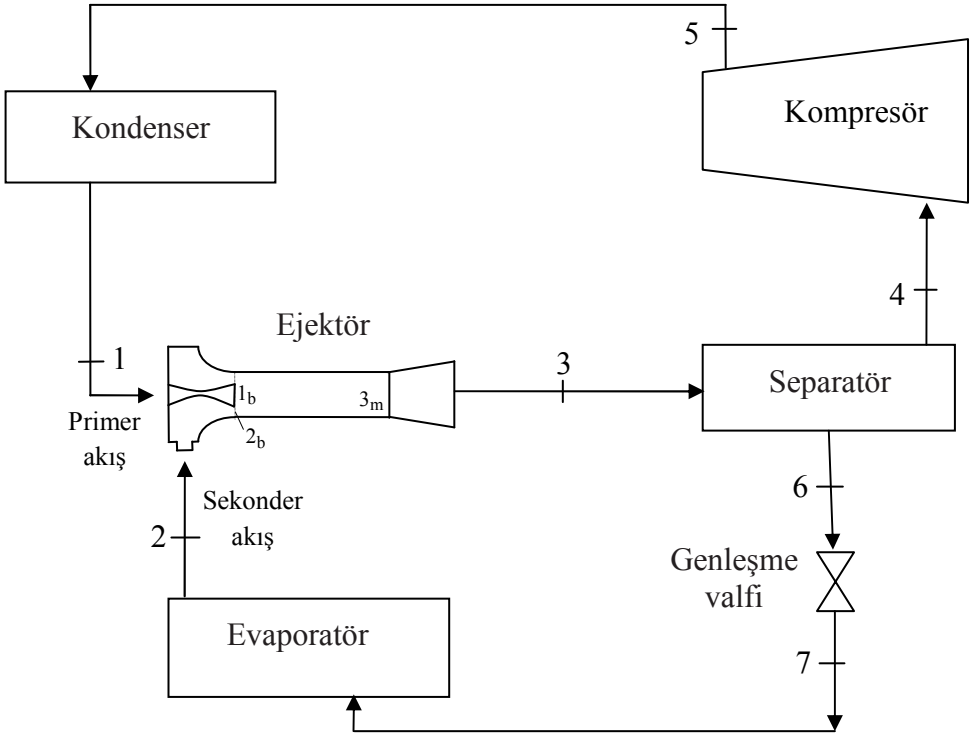
3.1. Ejektörlü Soğutma Sistemi



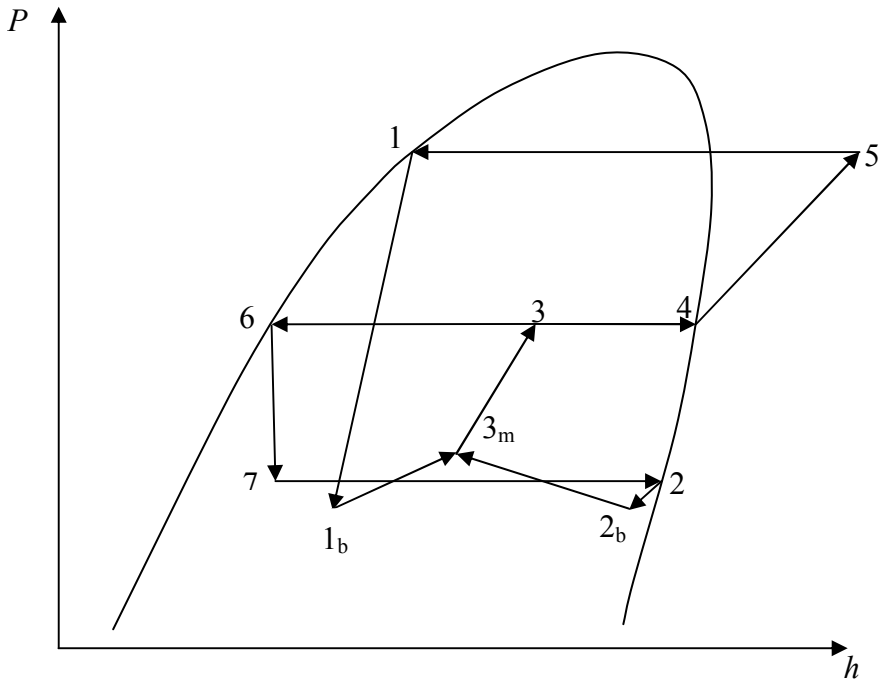
Şekil 3.1 Standart soğutma sisteminin tesisat şeması ve çevrimin *P-h* diyagramı

En yaygın kullanılan soğutma sistemi, klasik (buhar sıkıştırmalı) soğutma sistemidir. Klasik sistemin tesisat şeması ve çevrimin P-h diyagramı Şekil 3.1'de, ejektörlü soğutma sisteminin tesisat şeması ve çevrimin P-h diyagramı ise Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Klasik sistem ile ejektörlü sistem arasındaki farklar; kondenser ve evaporatör arasındaki kısılma işleminin genleşme valfi yerine ejektörle yapılması, bir separator (ayırıcı) ve oldukça küçük bir genleşme valfi kullanılmasıdır. Sistemin diğer elemanları her iki soğutma sistemi için aynıdır.

Ejektörlü soğutma sistemin çalışması şöyle gerçekleşir: Yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenserden gelen sıvı haldeki primer akışkan tahrik lülesine 1 durumunda girer. Burada basınç ve sıcaklığı düşerken hızı artar ve 1_b durumuna gelir. 1_b durumundaki yüksek hızlı primer akışkan ejektörde ilerlerken emme lülesinde vakum oluşturur ve evaporatörden 2 durumunda doymuş buhar



Şekil 3.2 Ejektörlü soğutma sisteminin tesisat şeması

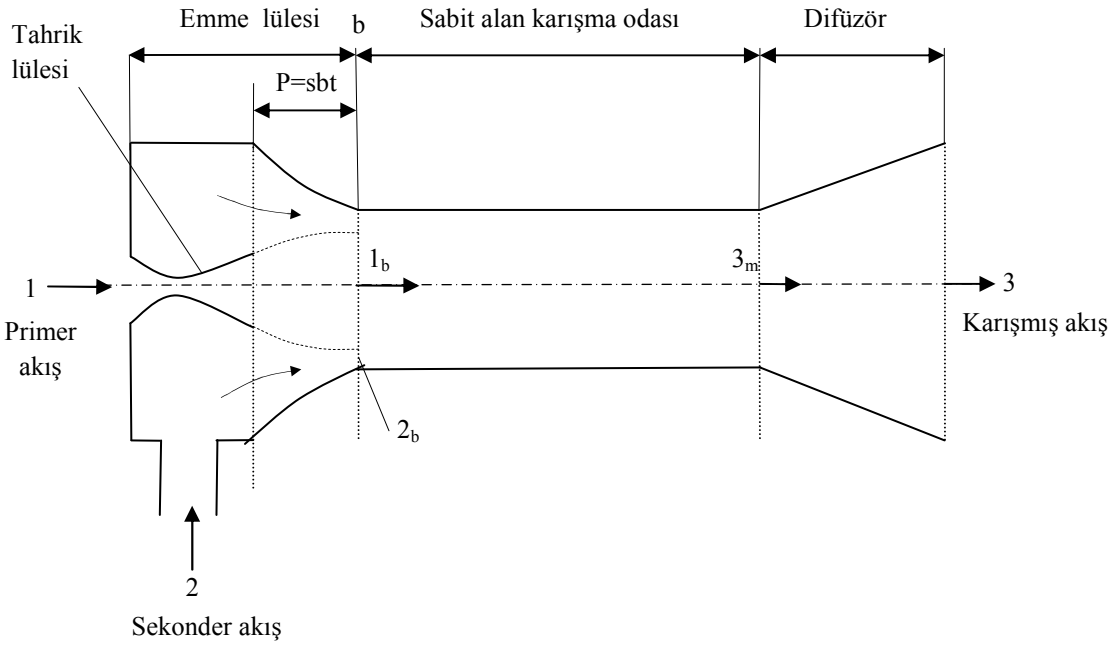


Şekil 3.3 Ejektörlü soğutma çevriminin P-h diyagramı

olarak gelen sekonder akışkanı ejektörün içerisine emer. Bu olay sırasında sekonder akışkanın sıcaklığı ve basıncı bir miktar düşerek 2_b durumuna iner. Primer ve sekonder akışkanlar karışma odasında karışır ve sesaltı akışa dönüşüp basıncı artar. 3_m durumunda karışma basıncına yükselen karışım ejektörün difüzör kısmına girer ve burada akışkanın hızı, hemen hemen durgun hale gelinceye kadar düşerken basıncı artar ve ejektörü 3 durumunda terk eder. Böylece ejektör yüksek basınçlı bir akışkanın enerjisini düşük basınçtaki diğer akışkana aktararak onun basıncını nispeten yükseltmiş olur. Dolayısıyla, kompresöre giriş basıncı klasik sisteme göre daha yüksek olacaktır. Ejektörü terk eden karışım, ayırma kabına (separatör) girer, burada doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ikiye ayrılır. Ayırma kabından çıkan 6 durumundaki doymuş sıvının basınç ve sıcaklığı, evaporatör basınç ve sıcaklığına küçük bir genleşme valfi kullanılarak düşürülür ve 7 durumunda evaporatöre gönderilir. Burada akışkan soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek buharlaşır ve 2 durumunda doymuş buhar olarak tekrar ejektöre döner. Ayırma kabından ayrılan akışkanın doymuş buhar haldeki diğer kısmı ise kompresöre 4 durumunda girer. Kompresörde akışkanın basınç ve sıcaklığı, kondenser basınç ve sıcaklığına yükseltilir. Ejektör kullanıldığı için kompresöre giriş basıncı klasik sisteme göre nispeten daha yüksektir ve bu nedenle kompresör daha az iş harcar. Kompresörü 5 durumunda kızgın buhar olarak terk eden akışkan kondensere sevk edilir. Burada çevreye ısı vererek 1 durumuna yoğuşur ve tekrar ejektöre gider. Ejektörü genleştirici olarak kullanan soğutma çevrimin çalışması bu şekilde devam eder.

3.1.1. Ejektör modelleri

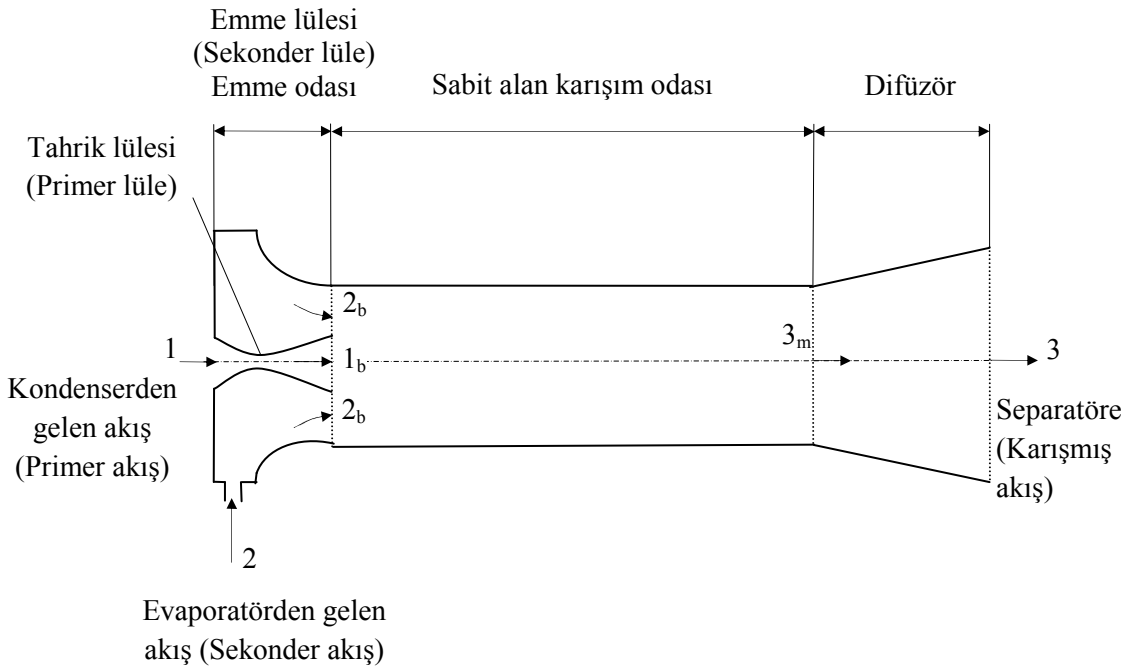
Ejektörlerde kullanılan başlıca iki adet ejektör akış modeli vardır. Bu modeller; sabit basınç ejektör akış modeli ve sabit alan ejektör akış modelidir. Şekil 3.4'de gösterilen sabit basınç ejektör akış modelinde, primer ve sekonder akışkanlar önce basıncın sabit kaldığı bir ön bölgede karşılaşırlar. Bu ön bölgenin geometrisi basıncı



Şekil 3.4 Sabit basınç ejektör akış modeline dayanan ejektörün şematik gösterimi (Yapıcı ve Ersoy, 2005)

sabit tutacak şekilde tasarlanır (Addy ve ark. 1980). Daha sonra bu iki akış, sabit alan karışma bölgesinde karışarak etkileşmeye devam eder.

Şekil 3.5'de gösterilen sabit alan karışma modelinde ise primer ve sekonder akışların ilk karşılaşmaları ve karşılıklı etkileşmeleri sabit alan karışma odasında olur ve bu sabit alan karışma odası boyunca karışma tamamlanır. Aynı çalışma sıcaklıkları için sabit alan ejektör akış modeline dayanan ejektörlü soğutma sistemi, sabit basınç ejektör akış modeline göre daha yüksek COP değeri verir (Yapıcı ve Ersoy, 2005). Bu nedenle bu çalışmada Şekil 3.5'de gösterilen sabit alan ejektör akış modeli tercih edildi. Ayrıca, sabit alan ejektör akış modeline dayanan ısıl tahrikli ejektörlü soğutma çevrimi için yapılan deneysel sonuçların teorik sonuçlarla uyuştuğu belirlenmiştir (Yapıcı ve ark. 2008).



Şekil 3.5 Sabit alan ejektör akış modeline dayanan ejektörün şematik gösterimi (Yapıcı ve Ersoy, 2005)

3.2. Ejektör Genleştiricili Soğutma Sistemi ve Klasik Soğutma Sistemini Birinci Yasa (Enerji) Analizi

Isıl tahrikli ejektörlü sistemlerde, ejektördeki akış, genellikle tek fazlı (buhar) alınarak çözümlenir (Aphornratana ve ark. 2001; Yapıcı ve Ersoy, 2005; Ersoy ve ark. 2007; Yapıcı ve ark. 2008). Kısılma kayıplarını azaltmak için genleşme valfi yerine kullanılan ejektördeki akış ise çift fazlıdır ve tek fazlı akışa göre analiz daha karmaşıktır. Bu çalışmada sunulan çift fazlı, sabit alan ejektör akış model analizi, Li ve Groll (2005)'ün CO_2 kullanan transkritik soğutma çevrimindeki çift fazlı sabit basınç ejektörü için yaptığı analize benzerdir. Bu tez çalışmasında sunulan analiz ile Li ve Groll (2005)'ün analizi arasındaki temel fark şudur: Çalışma şartlarına bağlı olarak emme lülesindeki basınç düşüş değerinin değişkenliği Li ve Groll (2005)'ün

analizinde dikkate alınmazken, bu tez çalışmasında dikkate alınmıştır. Daha önce de ifade edildiği gibi literatürde böyle bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu çalışmada kullanılan çift fazlı, sabit alan ejektör akış model analizi aşağıdaki kabuller doğrultusunda yapıldı.

Kabuller:

1. Ejektördeki akış, bir boyutlu üniformdur ve termodinamik dengededir.
2. Çift fazlı karışım homojendir.
3. Evaporatör, kondenser ve bağlantı borularındaki basınç düşümü ihmal edilir.
4. Kondenserden atılan ısıdan başka, sistemden çevreye ısı kaybı yoktur.
5. Ayırma kabındaki karışımın buhar kısmı doymuş buhar, sıvı kısmı ise doymuş sıvıdır.
6. Genleşme valfi izentalpiktir.
7. Ejektörün sabit alan karışım odası girişinde, primer ve sekonder akışkanlar aynı basınca ($P_b=P_{1b}=P_{2b}$) iner.
8. Primer ve emme lülesinin verimleri ve difüzör verimi sabit bir değerdedir.

Yukarıdaki kabulleri doğrultusunda, ejektörün ve ejektör genleşmeli soğutma çevriminin analizi için; enerjinin, kütlenin ve momentumun korunumu denklemleri kuruldu.

3.2.1. Tahrik lülesi (primer lüle)

Tahrik lülesinde genişleyen primer akışın; basıncı P_1 basıncından P_b basıncına düşerken, hızı ise artar. Lüledeki izentropik genişleme sonundaki özgül entropi ve özgül entalpi için aşağıdaki denklemler yazılabilir:

$$s_{1b,is} = s_1 \quad , \tag{1}$$

$$h_{1b,is} = f(s_{1b,is}, P_b). \tag{2}$$

Tahrik lülesinin verim denkleminden, primer akışkanın, sabit alan karışım odası girişindeki entalpisi bulunur.

$$h_{1b} = (1 - \eta_n) h_1 + \eta_n h_{1b,is} \tag{3}$$

Genleşme işleminden geçen primer akışa enerjinin korunumu denklemi uygulanırsa, sabit alan karışım odası girişindeki primer akışkanın hızı denklem (4)'den elde edilir.

$$u_{1b} = [2(h_1 - h_{1b})]^{0.5} \tag{4}$$

Sabit alan karışım odası girişindeki primer akışkanın özgül hacmi, özelik ilişkisiyle bulunur.

$$v_{1b} = f(h_{1b}, P_b) \tag{5}$$

Kütlenin korunumu kanunundan, birim toplam ejektör akış debisi için, primer akışkanın, sabit alan karışım odası girişinde kapladığı alan, denklem (6)'den elde edildi.

$$a_{1b} = \frac{v_{1b}}{u_{1b}} \frac{w}{1+w} \tag{6}$$

burada *w,* sekonder akışkan (emilen akışkan) kütle debisinin, primer akışkan (tahrik akışkanı) kütle debisine oranıdır ($w = m_2/m_1$).

3.2.2. Emme lülesi (sekonder lüle)

Ejektördeki emme odası sekonder akış için bir lüle gibi davranır (Li, 2006). Emme lülesinin analizi yukarda yapılan tahrik lülesindeki analize benzer şekilde aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$s_{2b,is} = s_2 \tag{7}$$

$$h_{2b,is} = f(s_{2b,is}, P_b) \tag{8}$$

$$h_{2\mathrm{b}} = (1-\eta_{\mathrm{s}})\, h_2 + \eta_{\mathrm{s}}\, h_{2\mathrm{b,is}} \tag{9}$$

$$u_{2\mathrm{b}} = \left[2(h_2 - h_{2\mathrm{b}})\right]^{0.5} \tag{10}$$

$$v_{2b} = f(h_{2b}, P_b) \tag{11}$$

$$a_{2\mathrm{b}} = \frac{v_{2\mathrm{b}}}{u_{2\mathrm{b}}} \frac{w}{1+w} \tag{12}$$

3.2.3. Sabit alan karışım odası

Şekil 3.5'den görüldüğü gibi, karışma odası kesit alanı, $a_{3\mathrm{m}}$, tahrik lülesi (primer lüle) çıkış kesit alanı $a_{1\mathrm{b}}$ ile emme lülesi (sekonder lüle) çıkış kesit alanının $a_{2\mathrm{b}}$ toplamıdır.

$$a_{3\mathrm{m}} = a_{1\mathrm{b}} + a_{2\mathrm{b}} \tag{13}$$

Ejektör alan oranı A_r ise şöyle tanımlanır:

$$A_{\mathrm{r}} = \frac{a_{3\mathrm{m}}}{a_{1\mathrm{b}}}\,. \tag{14}$$

Sabit alan karışım odasında, karışma işlemi için yapılan kabuller doğrultusunda momentumun korunumu kanunu uygulanarak, karışım odası çıkışında karışmış akışın hızı denklem (15) kullanılarak hesaplanır.

$$u_{3\mathrm{m}} = P_{\mathrm{b}}\,(a_{1\mathrm{b}} + a_{2\mathrm{b}}) + \frac{1}{1+w}u_{1\mathrm{b}} + \frac{1}{1+w}u_{2\mathrm{b}} - P_{3\mathrm{m}}\,a_{3\mathrm{m}} \tag{15}$$

burada, P_b, P_{1b} ve P_{2b}'ye eşittir.

Enerjinin korunumu kanunu kullanılarak, karışma odası çıkışındaki karışmış akışkanın entalpisi aşağıdaki denklemden bulunur.

$$h_{3m} = \frac{1}{1+w}(h_1 + w h_2) - \frac{u_{3m}^2}{2} \tag{16}$$

Özelik ilişkisinden, karışmış akışın özgül hacmi bulunabilir.

$$v_{3m} = f(h_{3m}, P_m) \tag{17}$$

Sabit alan karışım odası çıkışındaki birim ejektör akış debisi için kütlenin korunumu kanunu, denklem (18)'in doğrulanmasını gerektirir (Li ve Groll, 2005; Sarkar, 2008).

$$\frac{a_{3\mathrm{m}}\,u_{3\mathrm{m}}}{v_{3\mathrm{m}}} = 1 \tag{18}$$

Karışım odası çıkışındaki karışmış akışın özgül entropisi özelik bağıntısından:

$$s_{3m} = f(h_{3m}, P_m)\,. \tag{19}$$

3.2.4. Difüzör

İzentropik difüzör çıkışındaki akışın özgül entropisi difüzöre giren karışmış akışın özgül entropisine eşittir:

$$s_{3,is} = s_{3m}\,. \tag{20}$$

Difüzör çıkışındaki akışkanın entalpisi ise, ejektör boyunca enerjinin korunumu kanunu uygulanarak bulunabilir.

$$h_3 = \frac{h_1 + w h_2}{1 + w} \tag{21}$$

Difüzör veriminden, difüzör çıkışındaki izentropik entalpi ($h_{3,is}$) bulunabilir.

$$h_{3,\mathrm{is}} = \eta_{\mathrm{d}} \, (h_3 - h_{3\,\mathrm{m}}) + h_{3\,\mathrm{m}} \tag{22}$$

Akışkanın, difüzör çıkış basıncı ve kuruluk derecesi ise özelik ilişkilerinden bulunur.

$$P_3 = f(h_{3,\mathrm{is}}, s_{3,\mathrm{is}}) \tag{23}$$

$$x_3 = f(h_{3,\mathrm{is}}, P_3) \tag{24}$$

Diğer taraftan, ejektörü terk eden akışkanın kuruluk derecesi, çevrimin sürekliliği için, denklem (25)'i doğrulamalıdır (Deng ve ark. 2007; Sarkar, 2008)

$$x_3 = \frac{1}{1 + w} \tag{25}$$

3.1.5. Soğutma performans katsayısı, sıkıştırma oranı ve performanstaki iyileşme oranı

Denklem (25) şartı sağlandıktan sonra, akışkanlar ayırma kabından doymuş şartlarda ayrılırlar. Ayırma kabının çıkışında, doymuş sıvı ve doymuş buharın özgül entalpileri özelik ilişkilerinden bulunabilir.

$$h_6 = h_{f,3} = f(P_3, x = 0) \tag{26}$$

$$h_4 = h_{g,3} = f(P_3, x = 1) \tag{27}$$

Evaporatörün soğutma kapasitesi, evaporatör giriş entalpisi belirlenerek denklem (29)'dan bulunur.

$h_6 = h_7$ (genleşme valfinde izentalpik genişleme) (28)

$$Q_{ev} = \frac{w}{1+w}(\mathrm{h}_2 - \mathrm{h}_7) \tag{29}$$

Kompresör sıkıştırma işini bulmak için, ilk olarak izentropik kompresör çıkış şartları ($s_{\mathrm{komp,is}}$, $h_{\mathrm{komp,is}}$) hesaplanır.

$$s_4 = s_{g,3} = f(P_3, x = 1) \tag{30}$$

$$s_{komp,is} = s_{5,is} = s_4 \tag{31}$$

$$h_{komp,is} = h_{5,is} = f(s_{5,is}, P_{kon}) \tag{32}$$

Adyabatik kompresör verimi: (Brunin vd. 1997).

$$\eta_{komp} = 0.874 - 0.0135\left(\frac{P_{kon}}{P_4}\right) \tag{33}$$

Kompresör adyabatik veriminden, kompresör çıkışındaki gerçek entalpi bulunur.

$$\eta_{komp} = \frac{h_{5,is} - h_4}{h_5 - h_4} \tag{34}$$

Sonra, kompresör güç tüketimi aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$W_{komp} = \frac{1}{1+w}(h_5 - h_4) \tag{35}$$

Kompresörün sıkıştırma oranı ise denklem (36)'dan bulunur.

$$P_{\mathrm{r}} = \frac{P_5}{P_3} \tag{36}$$

Ejektör genleşmeli soğutma çevriminin (EGSS) COP_{ej}'ü belirlenir.

$$COP_{ej} = \frac{w(h_2 - h_7)}{(h_5 - h_4)} \tag{37}$$

Klasik soğutma çevriminde, birim kütle için evaporatörün soğutma kapasitesi denklem (38)'den hesaplanır.

$$q_{ev}^{k} = (h_3 - h_2) \tag{38}$$

Şekil 3.1'de verilen klasik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi için izentropik kompresör çıkış şartları denklem (39-41)'den belirlenir.

$$s_3 = f(P_3, x = 1) \tag{39}$$

$$s_{komp,is}^{k} = s_3 \tag{40}$$

$$h_{komp,is}^{k} = f(s_{komp,is}^{k}, P_{kon}) \tag{41}$$

Kompresör izentropik verim tanımını kullanarak klasik soğutma çevriminin kompresör çıkışındaki gerçek entalpisi (h_{komp}^{k}) bulunur.

$$\eta_{komp}^{k} = \frac{h_{komp,is}^{k} - h_3}{h_{komp}^{k} - h_3} \tag{42}$$

$$\eta_{komp}^{k} = 0.874 - 0.0135\left(\frac{P_{kon}}{P_{ev}}\right) \tag{43}$$

Klasik soğutma çevriminin, birim kütle için, kompresör işi şöyle hesaplanır:

$$\mathrm{w}_{komp}^{k} = (h_{komp}^{k} - h_3) \ . \tag{44}$$

Son olarak, klasik soğutma çevriminin performansı denklem(45)'den hesaplanır.

$$COP_k = \frac{q_{ev}^{k}}{\mathrm{w}_{komp}^{k}} \tag{45}$$

Klasik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevriminde genleştirici olarak ejektör kullanıldığında soğutma performans katsayısındaki iyileşme oranı aşağıdaki denklemden bulunur.

$$COP_{\mathrm{i}} = \frac{COP_{e\,\mathrm{j}} - COP_k}{COP_k} \tag{46}$$

3.2.6. EGSS'nin çözüm algoritması ve kullanılan yazılım programı

Ejektörün; alan oranı, çıkış basıncı, entalpisi ve kuruluk derecesi denklem (1)-(25) eşzamanlı çözülerek bulunur. Sistemin performans katsayısı ve klasik sisteme göre performanstaki iyileşme oranı ise denklem (26)-(46)'dan elde edilir. Verilen evaporatör, kondenser sıcaklıkları ve ejektör elemanlarının verimleri (η_n, η_s, η_d) için ejektör genleşmeli çevrim için çözüm algoritması şöyledir:

1) Akışkanın sabit alan karışım odasına girmeden önceki basıncı, P_b ve ejektördeki debi oranı, w kabul edilir.
2) Denklem (1-12) ile primer lüle ve sekonder lüle çıkış entalpileri, çıkış hızları ve çıkış kesit alanları hesaplanır.
3) Sabit alan karışma odası çıkış basıncı P_{3m} tahmin edilir. Denklem (13-17)'den ejektörün; karışma odası kesit alanı, alan oranı, çıkış entalpisi ve çıkış hızı hesaplanır.

4) Denklem (18) sağlanıncaya kadar P_{3m}, sabit adım aralığı yöntemine uygun olarak, yenilenir.

5) Denklem (19-24) ile difüzör çıkışındaki entalpi, basınç ve kuruluk derecesi bulunur.

6) Difüzör çıkışındaki bu kuruluk derecesinin (25) nolu denklemi sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir.

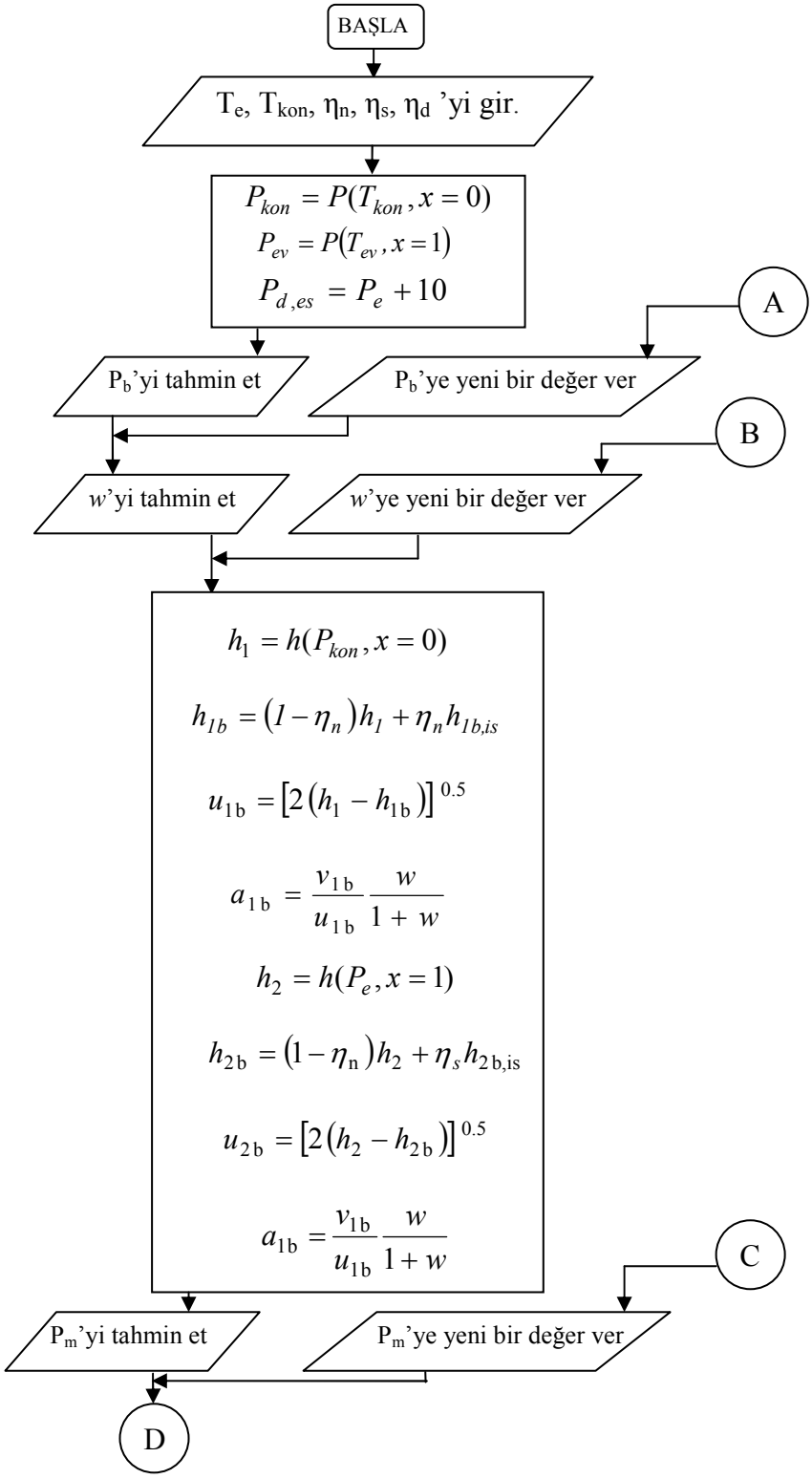
7) Denklem (25) sağlanıncaya kadar P_b ve w, sabit adım aralığı yöntemine göre, yenilenir ve 2. maddeden itibaren işlemler tekrarlanır.

8) Denklem (26-46) ile sıkıştırma oranı P_r, ejektörlü ve standart soğutma çevriminin soğutma performans katsayıları (COP_{ej}, COP_k) ve ejektör kullanıldığında standart çevrimin performansındaki iyileşme oranı COP_i bulunur.

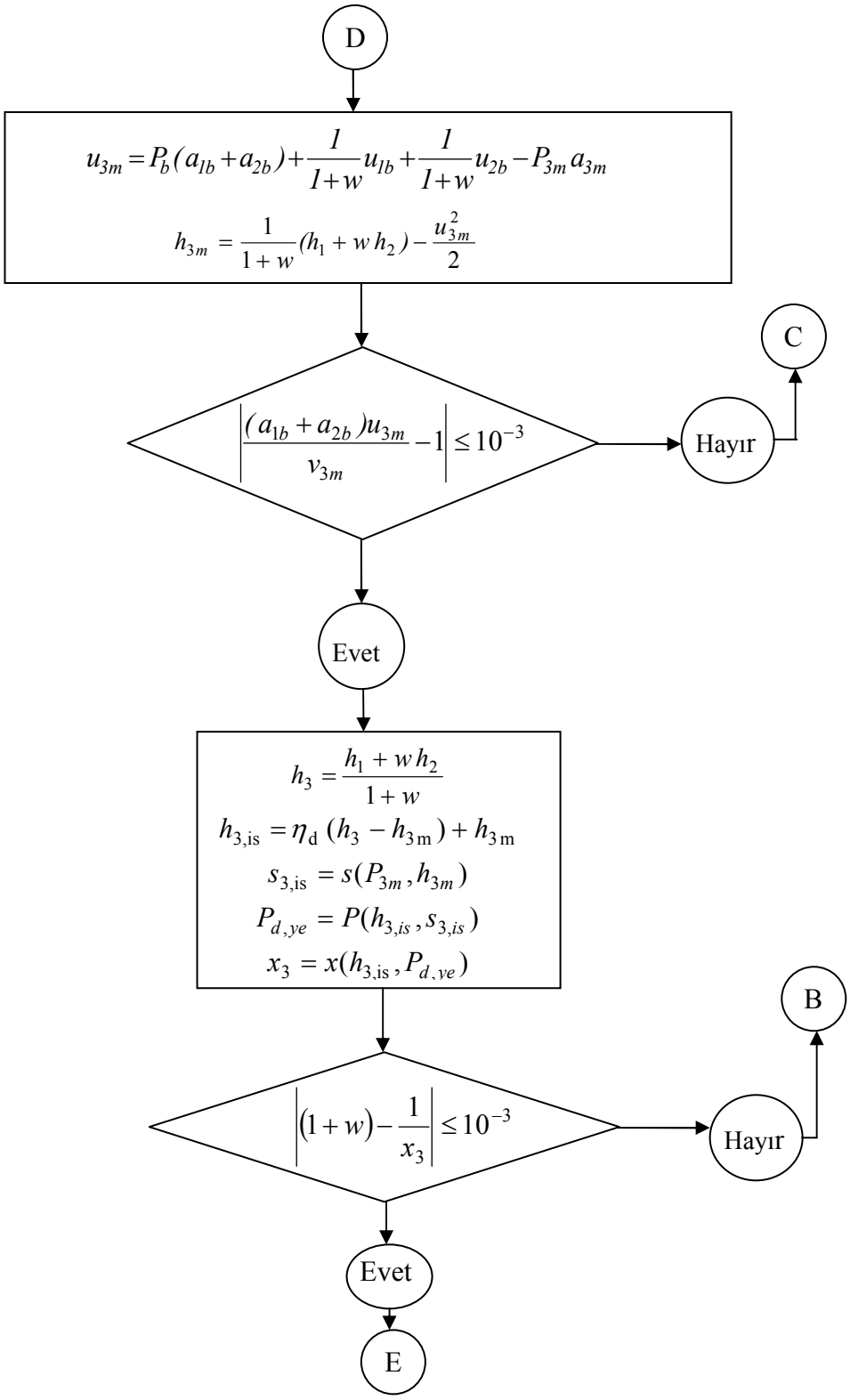
Ejektör genleşmeli soğutma sisteminin optimum çalışma şartlarının belirlenmesinde kullanılan çözüm algoritması, görsel olması açısından, akış diyagramı olarak, Şekil 3.6'da sunulmuştur.

Bu çalışmada, soğutma sisteminin enerji ve ekserji çözümlemesi için Engineering Equation Solver (EES) programı kullanıldı. EES ile nümerik denklem çözümleme programları arasında iki temel fark vardır. İlk fark, EES, aynı anda çözülmesi gereken denklemleri otomatik olarak tanımlar ve gruplandırır. Bu özellik, program kullanıcıları için prosesleri daha basitleştiriyor. İkinci fark ise, EES programı, mühendislik hesapları için faydalı matematiksel ve termodinamik özelik fonksiyonlarını çok geniş bir şekilde bünyesinde barındırır. EES'de matematik ve termodinamik özelik fonksiyonlar çok geniştir, fakat her kullanıcının ihtiyaçlarını karşılayacak fonksiyonları tahmin etmesi mümkün değildir. Bunun için EES, kullanıcılarına, kendileri için gerekli olan fonksiyonları girme olanağını sağlar. EES lineer olmayan cebirsel ve diferansiyel denklemleri çözer. EES, baskı kalitesinde grafikleri çizmeyi, optimizasyonu, birim değişimini ve birimler arası uyuşma denetimini sağlar. Programa girilen fonksiyonlarla, buhar, hava, soğutucu akışkanlar ve kriyojenik akışkanlar gibi maddelerin, gazların, hidrokarbonların diyagramları ve özelikleri elde edilir. EES fonksiyonların, prosedürlerin, modüllerin ve sekmeli

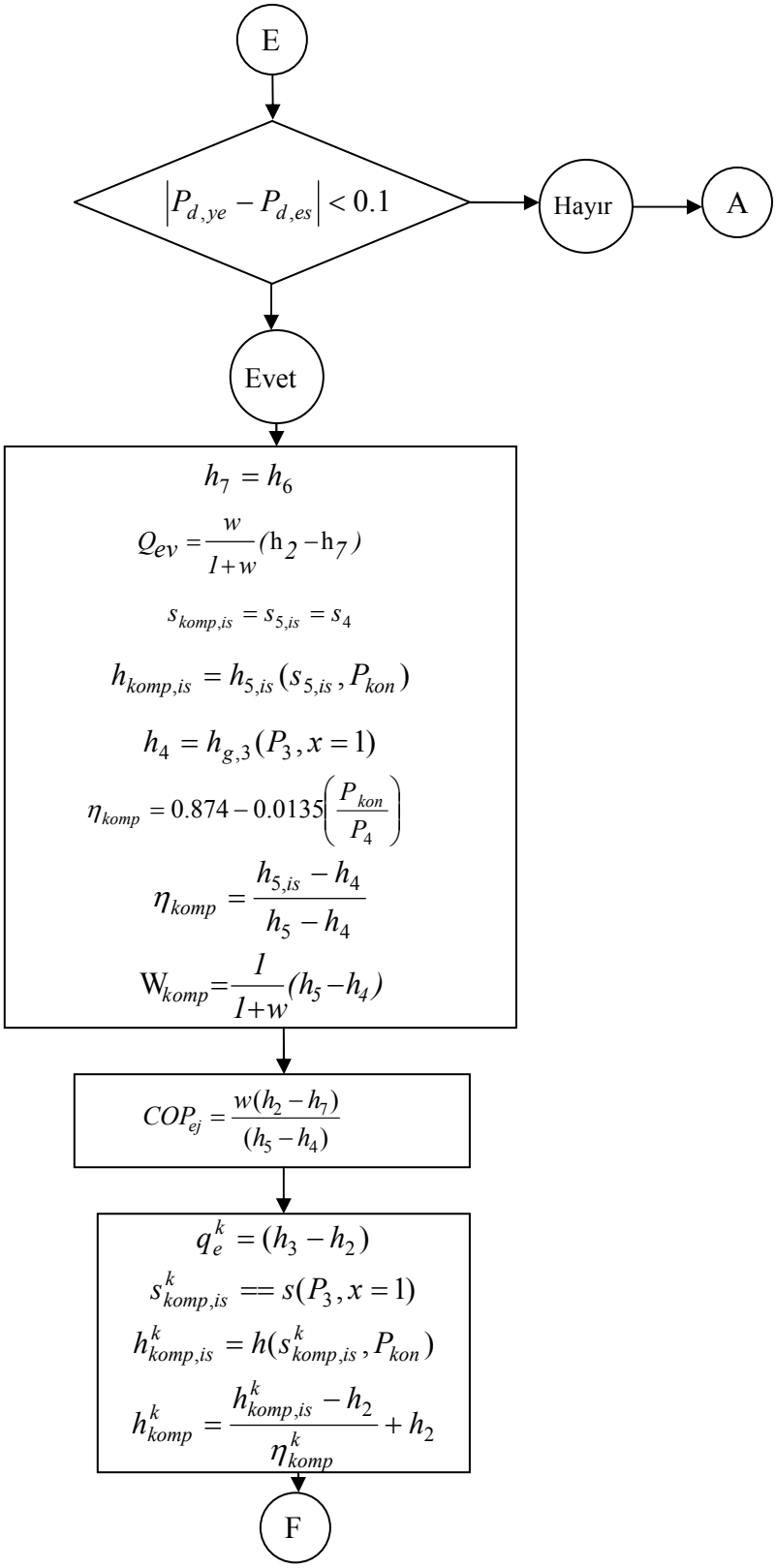
tabloların kullanıcı tarafından programa yazılmasına müsaade eder. Tabloları, istenilen grafik türünde oluşturulmasını sağlar ve grafik düzenlemesine müsaade eder. EES, REFPROP 6/7 ve NIST akışkan özelik programı ile ara yüzü vardır. EES'nin REFPROP 6/7 arasındaki ara yüzle karışımların özeliklerini hesaplamak için en gelişmiş metotlar sağlanır (EES Manual).



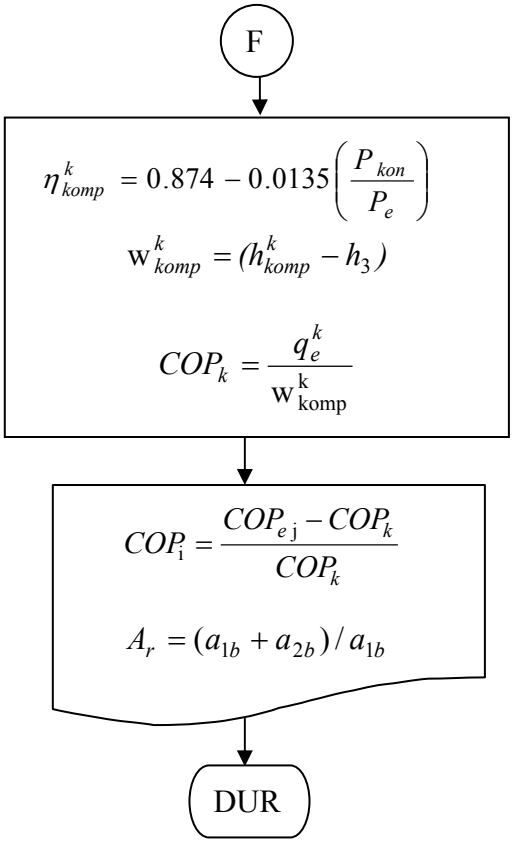
Şekil 3.6 Ejektör genleşmeli soğutma sisteminin optimum çalışma şartlarını ve COP'daki iyileşme oranının hesaplama prosedürünü gösteren akış şeması



Şekil 3.6 Devam ediyor



Şekil 3.6 Devam ediyor



Şekil 3.6 Devam ediyor

3.3. Ekserji Analizi

Daha öncede ifade edildiği gibi ejektörün asıl kullanım amacı sistemdeki tersinmezliği azaltmaktır. Dolayısıyla bu çalışma için ekserji analizi, sistemde genleştirici olarak ejektör kullanılmasıyla tersinmezlik miktarının her bir elemanda ve sistemin tümünde ne kadar azalacağının belirlenmesi açısından, oldukça önemlidir. Çünkü, ekserji analizi ile sistemdeki tersinmezliklerin şiddeti ve yeri belirlenebilir (Kotas, 1985).

EGSS'de ve klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde ekserji analizi yapılırken sadece fiziksel ekserji dikkate alınır. Fiziksel ekserji; bir maddenin

(akışkanın) sadece çevreyle ısıl etkileşimde olduğu düşünüldüğünde, bulunduğu ilk durumdan çevresiyle ısıl ve mekanik dengeye (T_0 ve P_0 şartlarına) gelmesi esnasında üretilebilecek maksimum iş miktarıdır (Kotas, 1985). Bu çevrimlerde ekserjinin diğer türleri olan kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjiler yoktur. EGSS için çevrimin her bir noktasındaki fiziksel ekserjiler bir birim karışmış akış debisi için şöyle ifade edilebilir:

$$Ex_i = \left[\left(h_i - h_0\right) - T_0\left(s_i - s_0\right)\right] y_i \tag{47}$$

$i = 1, 1_b, 4, 5$ olması durumunda: $y_i = 1/(1+w)$

$i = 2, 2_b, 6, 7$ olması durumunda: $y_i = w/(1+w)$

$i = 3, 3_m$ olması durumunda: $y_i = 1$

Referans durumu "0" ile gösterildi ve çevre sıcaklığı T_0=27 °C olarak kabul edildi. Ejektörlü soğutma sisteminin her bir elemanındaki ekserji kayıpları (tersinmezlik miktarları) ise aşağıdaki denklemler ile bulunabilir:

Kompresörde:

$$Ex_{45} = \left(Ex_4 - Ex_5\right) + W_{komp} \tag{48}$$

Kondenserde:

$$Ex_{51} = Ex_5 - Ex_1 \tag{49}$$

Ejektörde:

$$Ex_{ej} = Ex_1 + Ex_2 - Ex_3 \tag{50}$$

Evaporatörde:

$$Ex_{72} = Ex_7 - Ex_2 - \left(\frac{T_0}{T_L} - 1\right).Q_{ev} \tag{51}$$

burada T_L=T_{ev} + 5 olarak alındı.

Genleşme valfinde:

$$Ex_{67} = Ex_6 - Ex_7 \tag{52}$$

Her bir elemandaki tersinmezliklerin toplamı sistemdeki toplam tersinmezlik miktarını oluşturur:

$$E\,\mathrm{x}_{\mathrm{toplam}} = E\,\mathrm{x}_{45} + E\,\mathrm{x}_{51} + E\,\mathrm{x}_{\mathrm{ej}} + E\,\mathrm{x}_{72} + E\,\mathrm{x}_{67} \tag{53}$$

Ejektörlü soğutma sisteminin ekserji verimi aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$\Psi_{ej} = 1 - \frac{Ex_{toplam}}{W_{komp}} \tag{54}$$

Klasik soğutma çevriminde, birim kütle için her bir elemanındaki ekserji azalma miktarı aşağıdaki denklemler ile bulunabilir:

Kompresörde:

$$ex_{komp} = T_0\left(s_4 - s_3\right) \tag{55}$$

Kondenserde:

$$ex_{kon} = \left[h_4 - h_1 - T_0\left(s_4 - s_1\right)\right] \tag{56}$$

Evaporatörde:

$$ex_{ev} = T_0\left[s_3 - s_2 + \frac{\left(h_2 - h_3\right)}{T_L}\right] \tag{57}$$

Genleşme valfinde:

$$ex_{gv} = T_0\left(s_2 - s_1\right) \tag{58}$$

Klasik soğutma çevrimindeki toplam tersinmezlik miktarı, birim kütle için, şöyle hesaplanır:

$$ex^{k}_{toplam} = ex_{komp} + ex_{kon} + ex_{ev} + ex_{gv} \quad (59)$$

Son olarak, klasik soğutma çevriminin ekserji verimi denklem(60)'dan hesaplanır.

$$\psi_k = 1 - \frac{ex^{k}_{toplam}}{\mathrm{w}^{k}_{komp}} \quad (60)$$

Klasik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevriminde genleştirici olarak ejektör kullanıldığında ekserjideki iyileşme oranı, Ψ_{i}, aşağıdaki denklemden bulunabilir:

$$\Psi_{\mathrm{i}} = \frac{\left(\Psi_{\mathrm{ej}} - \Psi_{\mathrm{k}}\right)}{\Psi_{\mathrm{k}}} \quad (61)$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri için çift fazlı, sabit alan ejektör akış modeline dayanan, üçüncü bölümde detayları verilen enerji-ekserji analizleri ile elde edilen denklemler kullanılarak çözümler üretildi. Emme lülesi basınç düşüşü, ejektör debi oranı, ejektör alan oranı, kompresör sıkıştırma oranı, soğutma performans katsayısı ve ekserji veriminin optimum değerlerinin belirlenebilmesi için EGSS (Ejektör Genleşmeli Soğutma Sistemi) için önceki bölümde oluşturulan çözüm algoritması ve EES (Enginnering Equation Solver) yazılım programı kullanıldı.

Öncelikle, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan EGGS'nin verilen bir çalışma sıcaklığı için soğutma performans katsayısı (COP) değerini maksimum yapan emme lülesi basınç düşüşünün optimum değeri belirlendi. Bulunan bu optimum değer; ejektör debi oranı *w*'yi ve ejektör çıkış basıncı P_d'yi de maksimum yapan bir değerdir.

İkinci olarak, verilen bir çalışma sıcaklığı için; emme lülesi basınç düşüş değeri, ejektör debi oranı ve alan oranlarının optimum değerleri elde edildikten sonra farklı çalışma sıcaklıkları (T_{ev}, T_{kon}) için araştırma genişletildi. Bu sistemlerin çalıştırılabileceği değişik çalışma sıcaklıkları için bulunan tüm sonuçlar, ejektörsüz klasik sistemin sonuçları ile karşılaştırmalı olarak grafiklerde sunuldu.

Son olarak, ejektörlü soğutma sisteminin her bir elemanındaki tersinmezlik miktarı ve sistemin ekserji verimi farklı çalışma sıcaklıkları için araştırıldı. Bulunan sonuçlar aynı çalışma şartlarındaki klasik soğutma sistemin her bir elemanındaki tersinmezlik miktarı ve ekserji verimi ile kıyaslandı. Böylece, sistemde kısılma işlemi ejektörle yapılırsa, tersinmezliklerin ne kadar azalacağı ve sistemin ideal Carnot soğutma çevrimine ne kadar yaklaştığının bir ölçüsü olan ekserji veriminin ne kadar artacağı belirlendi.

Çizelge 4.1 Literatürdeki ejektör eleman verimleri (Ersoy ve Bilir, 2009)

Kaynak	η_n	η_s	η_d	**Çalışma türü**	**Akış Fazı**
Cizungu ve ark., 2001	0.95	0.95	0.85	teorik	tek
Selvaraju ve Mani, 2004	0.95	0.95	0.85	teorik	tek
Yapici ve Ersoy, 2005	0.85	-	0.85	teorik	tek
Nehdi ve ark., 2006	0.85	-	0.85	teorik	çift
Elakdhar ve ark., 2007	0.80	-	0.80	teorik	çift
Yari, 2008	0.85	-	0.85	teorik	çift
Bilir ve Ersoy, 2009	0.90	0.90	0.80	teorik	çift
Huang ve ark., 1999	0.95	0.85	-	teo./den.	tek
Yapici ve ark., 2008	0.90	-	0.90	teo./den.	tek
Li, 2006	0.26	0.96	0.80	teorik	çift
Li ve Groll, 2005	0.26	0.96	0.80	teorik	çift

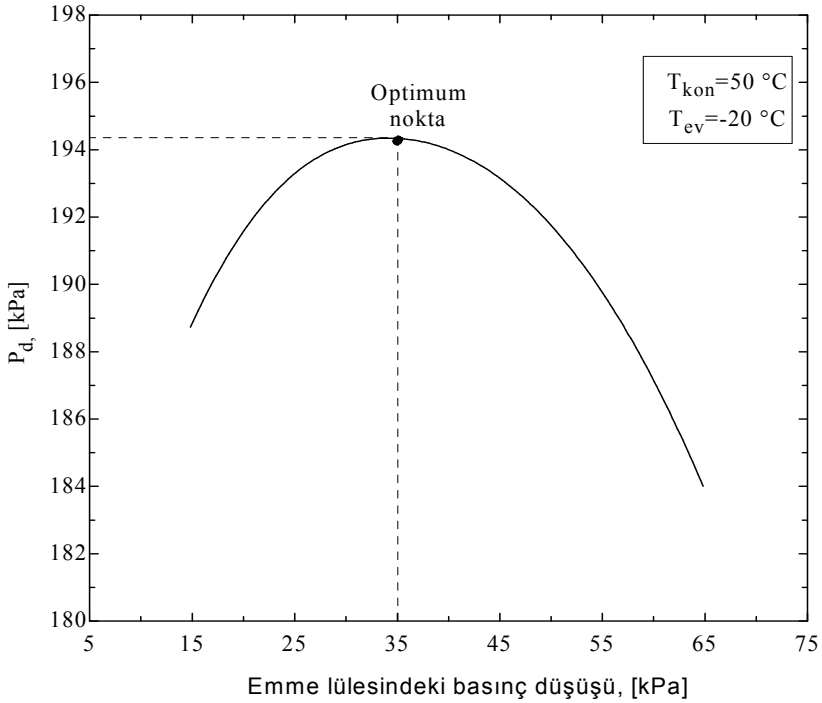
Ejektör genleşmeli soğutma çevriminin karakteristikleri araştırılırken ejektör elemanlarının (tahrik lülesi, emme lülesi ve difüzör) izentropik verimleri Çizelge 4.1'de sunulan verim değerlerine uygun olarak; tahrik lülesi için η_n = 0.90, emme lülesi için η_s =0.90 ve difüzör için η_d=0.80 kabul edildi.

4.1. Emme Lülesindeki Optimum Basınç Düşüşü ve Optimum Ejektör Alan Oranı

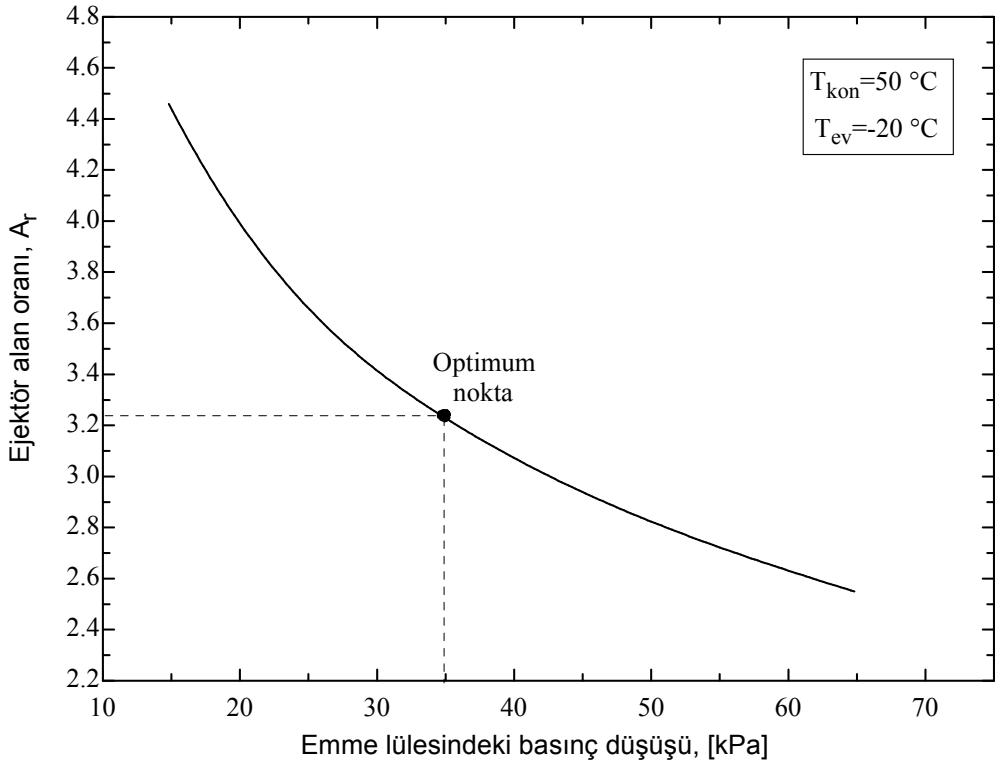
Evaporatör ve kondenser sıcaklıkları T_{ev}=-20°C ve T_{kon}=50°C alınarak sistemin emme lülesi bölümünde sekonder akış basınç düşüşünün, difüzör çıkış basıncının, ejektör alan ve debi oranlarının optimum değerleri araştırıldı. Optimum değerleri

elde etmek için 3. Bölümde verilen çözüm algoritmasını içeren ESS yazılım programı ile üretilen sonuçlar grafiklere aktarılarak Şekil 4.1-5'te sunuldu.

Sekonder akışın emme lülesindeki basınç düşüşü (P_{ev}-P_b) ile ejektör çıkış basıncının (P_d) değişimi Şekil 4.1'de verildi. Ejektör çıkış basıncı Şekil 3.2'de görüldüğü gibi kompresör giriş basıncıdır. Bu nedenle ejektör çıkış basıncının maksimum olması kompresör sıkıştırma basınç oranını ve kompresör işini minimum yapar. Şekil 4.1'e göre emme lülesindeki basınç düşüşü (P_{ev}-P_b) 15 kPa - 65 kPa arasında değiştiğinde; ejektör çıkış basıncı (P_d) 188.7 kPa-194.3 kPa aralığında kalmaktadır. Sabit evaporatör ve kondenser sıcaklığı için (T_{ev}=-20°C ve T_{kon}=50°C), ejektör çıkış basıncının maksimum olduğu bir emme lülesi basınç düşüş değeri (P_{ev}-P_b =34.82 kPa) vardır. Ejektör çıkış basıncı, emme lülesindeki basınç düşüş değerinin artmasıyla, ilk önce optimum noktaya (P_d = 194.3 kPa) ulaşıncaya kadar artar ve daha sonra azalır.

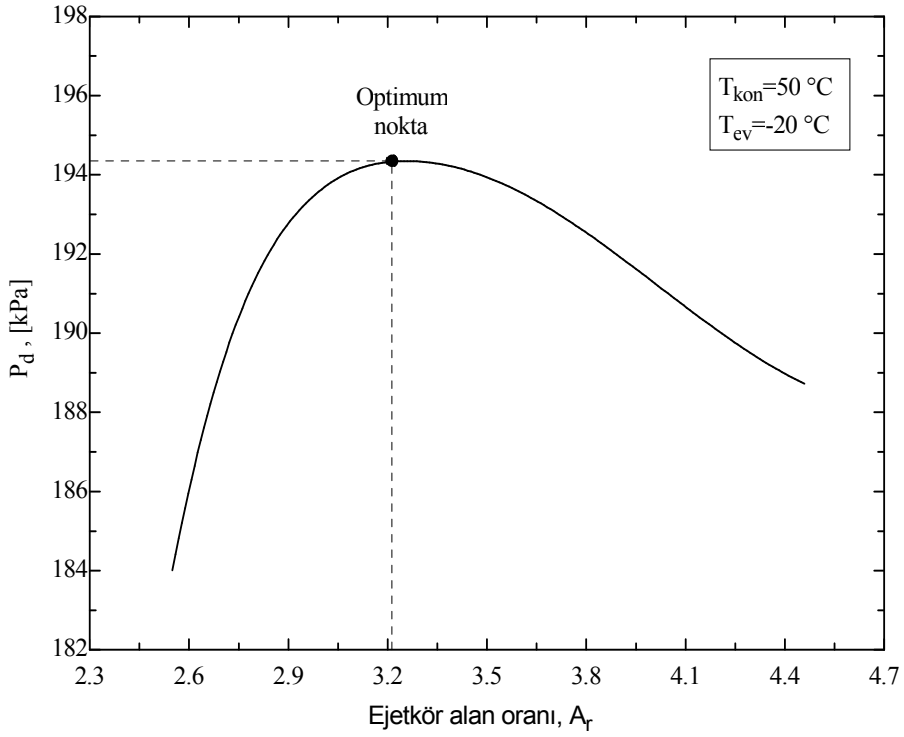


Şekil 4.1 Sekonder akışın emme lülesindeki basınç düşüşü ile difüzör çıkış basıncının değişimi



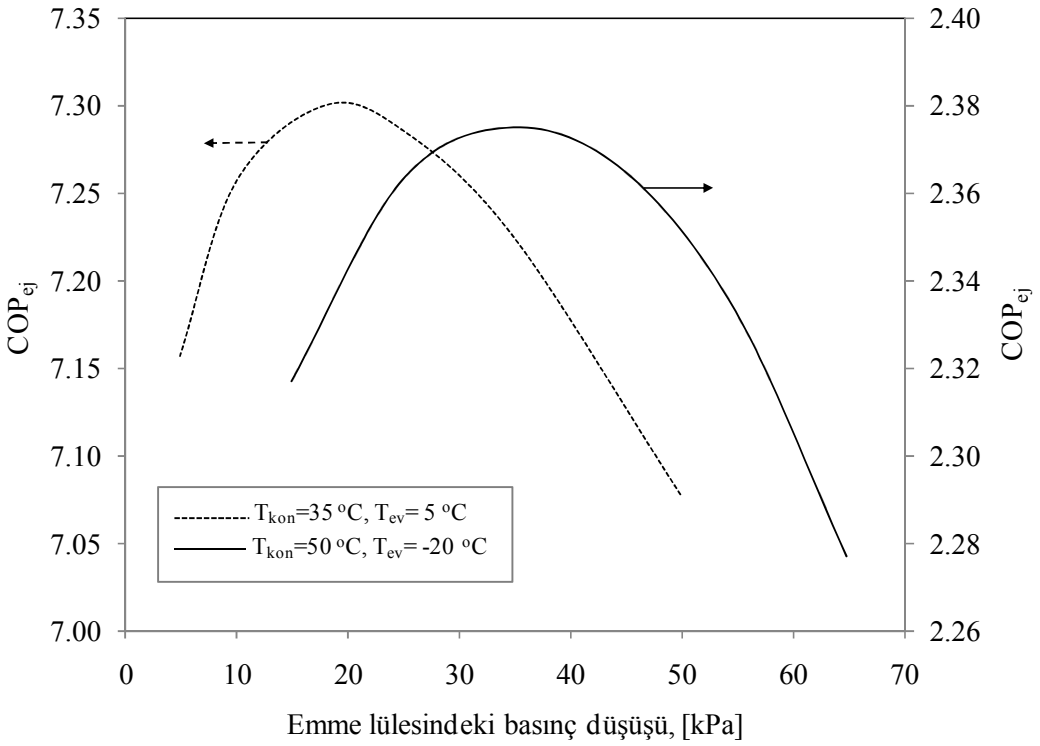
Şekil 4.2 Sekonder akışın emme lülesindeki basınç düşüşü ile ejektör alan oranının değişimi

Şekil 4.1'de bulunan emme lülesi optimum basınç düşüş değeri, ancak tasarlanacak ejektörün alan oranının uygun bir değerde seçilmesiyle sağlanır. Şekil 4.2'de ejektör alan oranının, sekonder akışın emme lülesindeki basınç düşüşü ile değişimi gösterildi. Buna göre ejektör alan oranı arttıkça emme lülesindeki basınç düşüşü logaritmik olarak azalmaktadır. Alan oranı arttığında primer akışın emme lülesinde oluşturacağı basınç düşüşünün (P_{ev}-P_b) azalması, sekonder akışın kesit alanı büyüyeceğinden, beklenen bir sonuçtur. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi optimum emme lülesi basınç düşüşünü sağlayan sadece bir alan oranı değeri vardır. Bu çalışma şartları için, emme lülesindeki basınç düşüşünün optimum olduğu değer (P_{ev}-P_b =34.82 kPa) için ejektör alan oranı da optimum değerdedir (A_r=3.22).



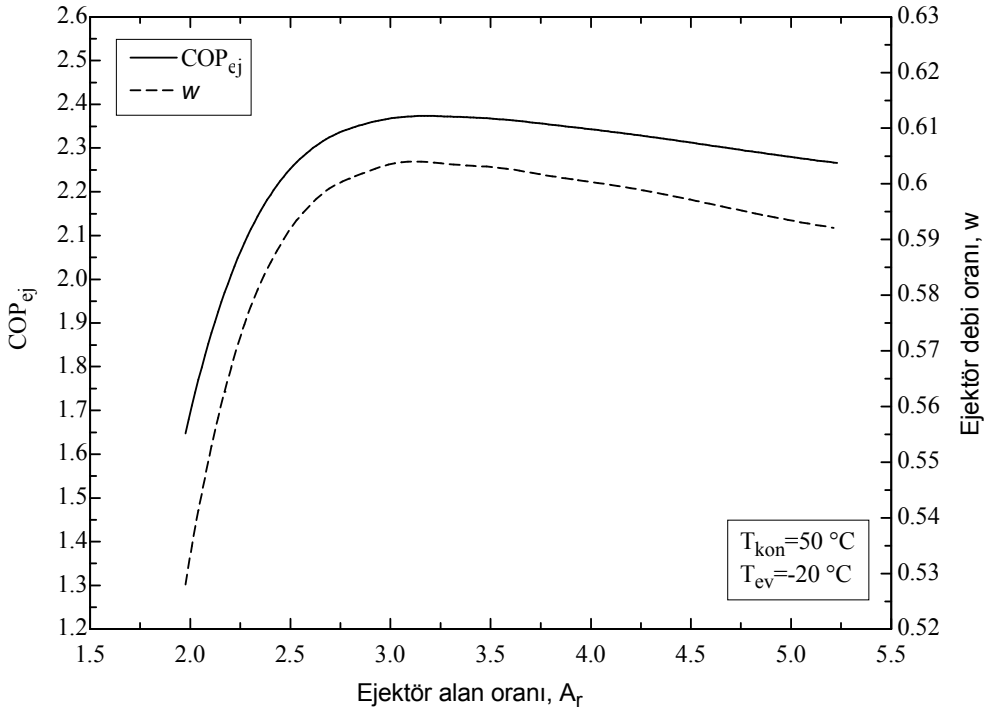
Şekil 4.3 Ejektör çıkış basıncının ejektör alan oranı ile değişimi

Ejektör çıkış basıncının ejektör alan oranı ile değişimi Şekil 4.3'de gösterildi. Şekil 4.3'e göre ejektör çıkış basıncının (P_d) maksimum değere ulaştığı sadece bir alan oranı (A_r) değeri vardır. Evaporatör sıcaklığı, T_{ev}=-20°C ve kondenser sıcaklığı, T_{kon}=50°C olduğunda, difüzör çıkış basıncını optimum yapan (P_d = 194.3 kPa) alan oranı A_r= 3.22'dir. Bu alan oranı için hem ejektör çıkış basıncı (P_d) hem de bu ejektör çıkış basıncının (P_d) elde edilebilmesi için gerekli emme lülesindeki basınç düşüşü (P_{ev}-P_b) optimum değerdedir. Şekil 4.3'te sekonder lüledeki basınç düşüş değerinin eğri boyunca değiştiği gözden kaçırılmamalıdır.



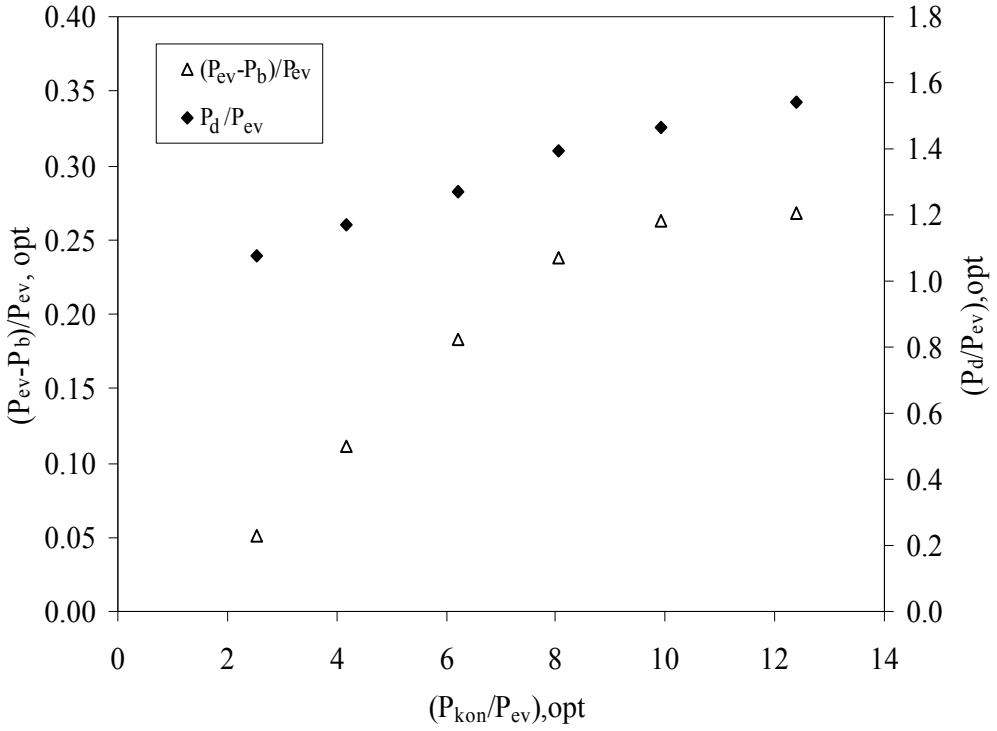
Şekil 4.4 EEGS'nin performans katsayısının emme lülesi basınç düşüşü ile değişimi

Şekil 4.4'de emme lülesindeki basınç düşüşü (P_{ev}-P_b) ile EGSS'nin soğutma performans katsayısının (COP_{ej}) değişimi iki farklı çalışma şartı için sunulmuştur. Buna göre her çalışma şartı için COP_{ej} değerini maksimum yapan bir emme lülesi basınç düşüş değeri vardır. Şekil 4.4'e göre bu optimum değer, T_{ev}=-20°C ve T_{kon}=50°C için 35 kPa iken T_{ev}=5°C ve T_{kon}=35°C için 18 kPa'dır. Emme lülesi basınç düşüşü optimum olduğunda ejektör çıkış basıncı da maksimum olur (Şekil 4.1). Performans katsayısını artıracak nedenlerden biri, kompresöre giriş basıncının (ejektör çıkış basıncı, P_d) yüksek olmasıdır. Kompresöre giriş basıncı yüksek olduğunda aynı kompresör çıkış basıncı (aynı kondenser sıcaklığı) için kompresörün harcadığı sıkıştırma işi azalır ve COP_{ej} artar. Dolayısıyla P_d'nin maksimum olduğu emme lülesindeki basınç düşüş değerinde COP_{ej} de maksimum olur. Daha önce söylendiği gibi bu emme lülesindeki basınç düşüşünü sağlayacak bir ejektör alan oranı vardır. T_{ev}=-20°C ve T_{kon}=50°C için bu alan oranı Şekil 4.2'den bulunabilir. Diğer çalışma şatrtları için bulunan sonuçlar Kısım 4.2'de verilecektir.



Şekil 4.5 Ejektör alan oranı ile ejektörlü sistemin performans katsayısının ve ejektör debi oranının değişimi

Şekil 4.5'de, ejektör alan oranı ile ejektörlü sistemin performans katsayısının ve ejektör debi oranının değişimi verilmiştir. Buna göre, ejektörlü sistemin performans katsayısını ve ejektör debi oranını maksimum yapan sadece bir ejektör alan oranı değeri vardır. Daha öncede açıklandığı gibi bu ejektör alan oranı değerinde, emme lülesindeki basınç düşüşü de optimum değerdedir. Şekil 4.5'e göre evaporatör sıcaklığı -20°C, kondenser sıcaklığı 50°C ve $A_{r,opt}$=3.22 için, ejektörle modifiye edilen sistemin performans katsayısı COP_{ej} =2.375 ve ejektör debi oranı ise w=0.604'tür. Bu değerlerde, ejektörlü soğutma sistemi optimum şartlarda çalışmaktadır. Ejektör debi oranı ile soğutma performans katsayısının paralel bir seyir izlemesi COP_{ej}'in debi oranına denklem (37)'de görülebileceği gibi lineer olarak bağımlı olmasındandır. Şekil 4.5'e göre ejektör alan oranının optimum değerden daha küçük yapılması, soğutma performansını dramatik bir şekilde düşürmektedir.



Şekil 4.6 Ejektör, giriş basınç oranının (P_{kon}/P_{ev}), çıkış basınç oranıyla (P_d/P_{ev}) ve emme lülesi basınç düşüşünün evaporatör basıncına oranıyla $(P_{ev}-P_b)/P_{ev}$ değişimi

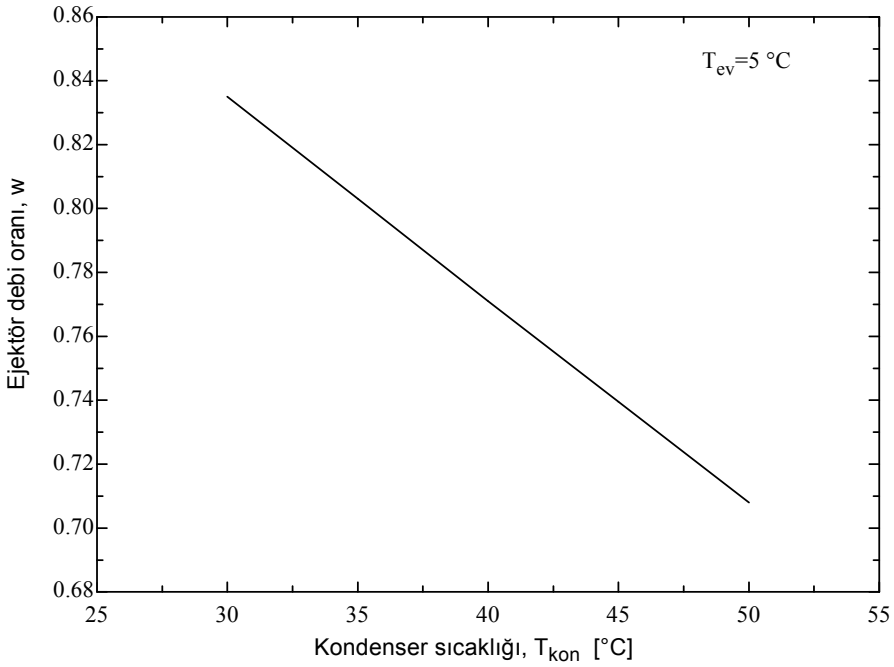
Evaporatör sıcaklığı T_{ev}=-20°C ve kondenser sıcaklığı T_{kon}=50°C için emme lülesi basınç düşüşünün optimum değeri $(P_{ev}-P_b)_{opt}$ =34.82 kPa olarak bulunmuştu. Çalışma sıcaklıkları değiştiğinde bu optimum değerin değişip değişmeyeceği de araştırıldı. Çalışma sıcaklıkları; evaporatör için -25°C'den 5°C'ye kondenser için 35°C'den 50°C'ye kadar değiştirilerek araştırma yapıldı. Bu çalışma sahası için Şekil 4.1 benzeri grafikler üretilerek, emme lülesindeki basınç düşüşünün ($P_{ev}-P_b$) optimum değerleri belirlendi. Elde edilen sonuçlara göre optimum emme lülesindeki basınç düşüşünün 0.018MPa-0.449MPa aralığında olduğu saptandı. Dolayısıyla, Li ve Groll (2005) ve Sarkar (2008)'in çalışmalarındaki gibi sekonder akışkanın emme lülesindeki basınç düşüşünün sabit bir değerinin ($P_{ev}-P_b$)=0.03MPa olmadığı tespit edildi. Emme lülesindeki basınç düşüş değerinin çalışma sıcaklıkları (basınçları) ile değişimine genel bir yaklaşım getirmek amacıyla boyutsuzlaştırma yapılarak ejektör, giriş basınç oranının (P_{kon}/P_{ev}), emme lülesi basınç düşüşünün evaporatör basıncına

oranıyla $(P_{ev}-P_b)/P_e$ değişimi Şekil 4.6'da sunulmuştur. Buna göre, verilen herhangi bir evaporatör ve kondenser sıcaklığında (basıncında), emme lülesindeki optimum basınç düşüş değeri ve difüzör çıkış basınç değeri kolaylıkla Şekil 4.6'dan belirlenebilir. Sabit evaporatör basıncında (sıcaklığında), kondenser basıncı yükseldikçe, evaporatör ve emme lülesi arasındaki basınç farkı yani emme lülesindeki basınç düşüşü $(P_{ev}-P_b)$ artmaktadır. Şekil 4.6'da ejektöre giriş basınç oranının (P_{kon}/P_{ev}), çıkış basınç oranıyla (P_d/P_{ev}) değişimi de verilmiştir. Bu grafiğe göre sabit evaporatör sıcaklığında (basıncında) kondenser sıcaklığı (basıncı) arttıkça ejektör çıkış basıncı da artar. Bu beklenen sonuçtur. Çünkü emilen (sekonder) akışkanın basıncı sabitken, primer (tahrik) akışkanının basıncının artması çıkış basıncını da artırır.

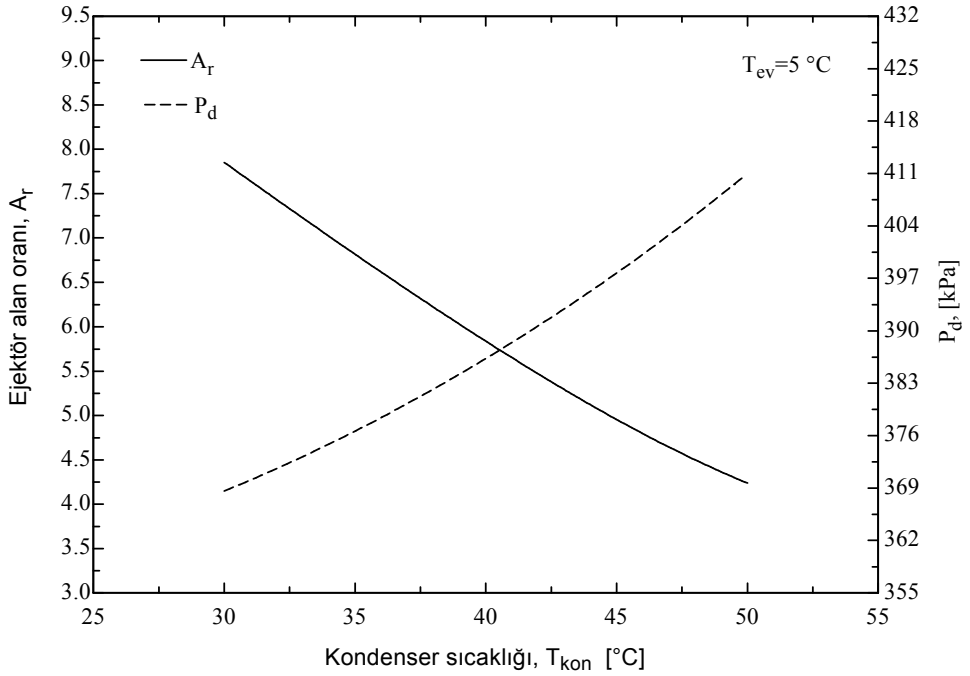
4.2. Evaporatör ve Kondenser Sıcaklıklarının Optimum Çalışma Şartlarına Etkisi

Evaporatör sıcaklığı -20°C, kondenser sıcaklığı 50°C, emme lülesi basıncının, difüzör basıncının, ejektör alan oranının, ejektör debi oranının ve soğutma performans katsayısının optimum değerleri Şekil 4.1-5'de gösterildi. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının farklı değerleri için optimum çalışma şartları da incelenmelidir. Bu araştırma için önce evaporatör sıcaklığı 5°C sabit alındı ve sadece kondenser sıcaklığı 30°C'den 50°C'ye değiştirildi. Daha sonra da kondenser sıcaklığı 40°C iken, evaporatör sıcaklığı 5°C den –25°C'ye değiştirilerek optimum çalışma şartları araştırıldı. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının optimum çalışma şartlarına etkisi, 3. Bölümde verilen çözüm algoritmasını içeren ESS yazılım programı ile üretilen sonuçlar grafiklere aktarılarak Şekil 4.7-18'de sunuldu.

Şekil 4.7'de evaporatör sıcaklığı sabitken, kondenser sıcaklığıyla ejektör debi oranın değişimi gösterildi. Kondenser sıcaklığı arttıkça tahrik lülesine giren akışın basıncı, lüle çıkış kesit alanı ve hızı yükseldiği için tahrik lülesine giren primer akışkanın debisi artar, bu da ejektör debi oranını azaltır.

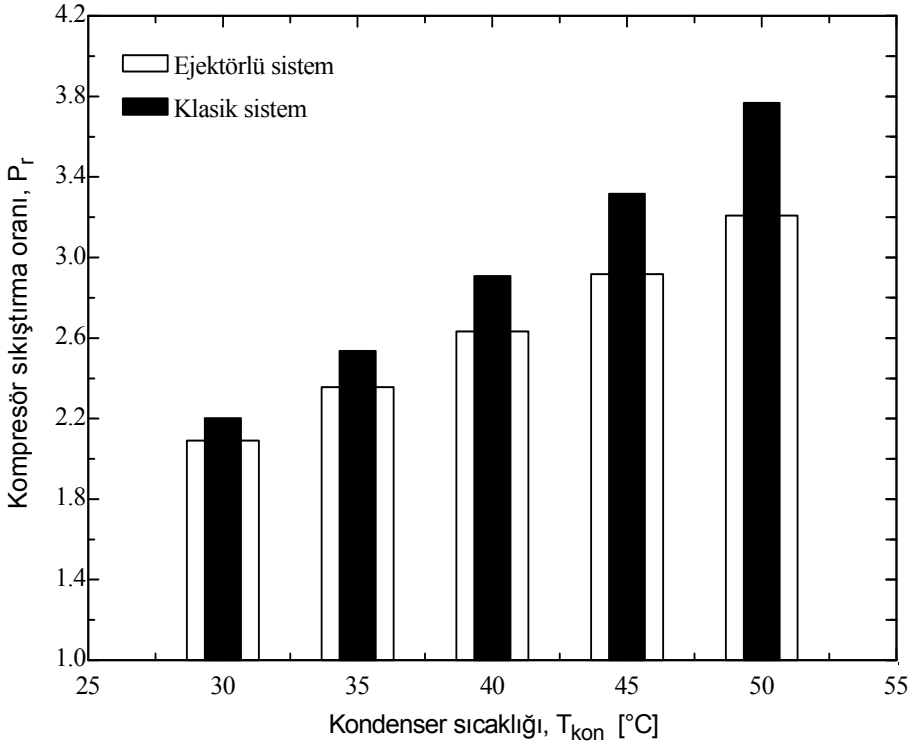


Şekil 4.7 Farklı kondenser sıcaklıkları için, ejektör debi oranının değişimi



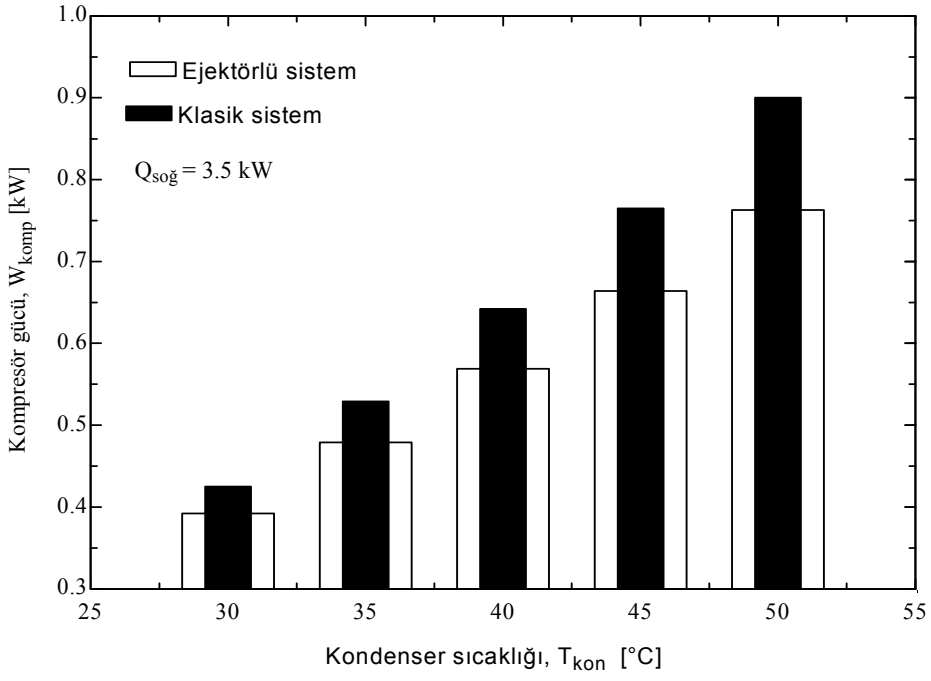
Şekil 4.8 Farklı kondenser sıcaklıkları için, optimum ejektör alan oranının ve ejektör çıkış basıncının değişimi

Şekil 4.8'de, farklı kondenser sıcaklıkları için optimum ejektör alan oranının ve ejektör çıkış basıncının değişimi sunuldu. Evaporatör sıcaklığı sabitken (T_{ev}=5 ^{o}C), kondenser sıcaklığı arttıkça ejektör alan oranının düşmesi, kondenser sıcaklığı arttıkça primer akışkanın debisinin artması ve dolayısıyla lüle çıkış kesit alanının artmasındandır. Şekil 4.8'de kondenser sıcaklığı arttıkça ejektör çıkış basıncının (difüzör çıkış basıncı) arttığı görülmektedir. Bu şöyle açıklanabilir: Evaporatör sıcaklığı (aynı zamanda basıncı) sabitken, kondenser sıcaklığı arttıkça ejektörün tahrik lülesine giren primer akışkanın basıncı da artar ve primer akışkan enerjisini sekonder akışkana daha çok aktarır ve böylelikle difüzörden çıkan karışmış akışkanın da basıncı artmış olur.



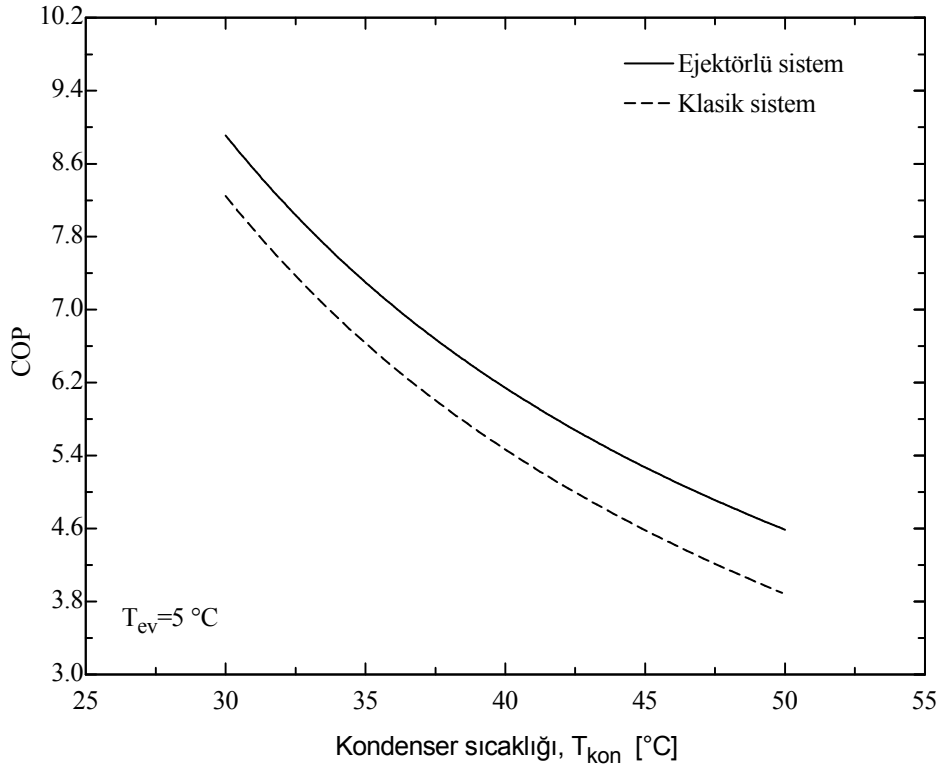
Şekil 4.9 Farklı kondenser sıcaklıklarında ejektörlü ve klasik çevrim için kompresör sıkıştırma basınç oranının karşılaştırılması

Farklı kondenser sıcaklıkları için evaporatör sıcaklığı T_{ev}=5 ^{o}C iken klasik sistemin ve EGSS'nin kompresör sıkıştırma basınç oranlarının karşılaştırması Şekil 4.9'da verilmiştir. Buna göre, evaporatör sıcaklığı sabitken kondenser sıcaklığı ne olursa olsun EGSS'nin kompresör sıkıştırma basınç oranı klasik soğutma sisteminkinden daha düşüktür. Bu şöyle açıklanabilir: standart çevrimde kompresör, evaporatörden gelen düşük basınçtaki soğutucu akışkanı kondenser basıncına sıkıştırırken, EGSS'de ise kompresör, evaporatör basıncından daha yüksek olan ejektör çıkış basıncında (P_d) soğutucu akışkanı emerek, kondenser basıncına sıkıştırır. Bu nedenle ejektörlü sistemin kompresör sıkıştırma oranı klasik sisteminkinden daha düşüktür. Şekil 4.9'da kondenser sıcaklığı azaldıkça her iki sistem için de kompresör sıkıştırma oranının azaldığı da görülmektedir. Her iki çevrim için de, kondenser sıcaklığı azalırken kompresör, soğutucu akışkanı daha düşük bir basınca sıkıştırır. Bu da kompresörün sıkıştırma oranını düşürür.



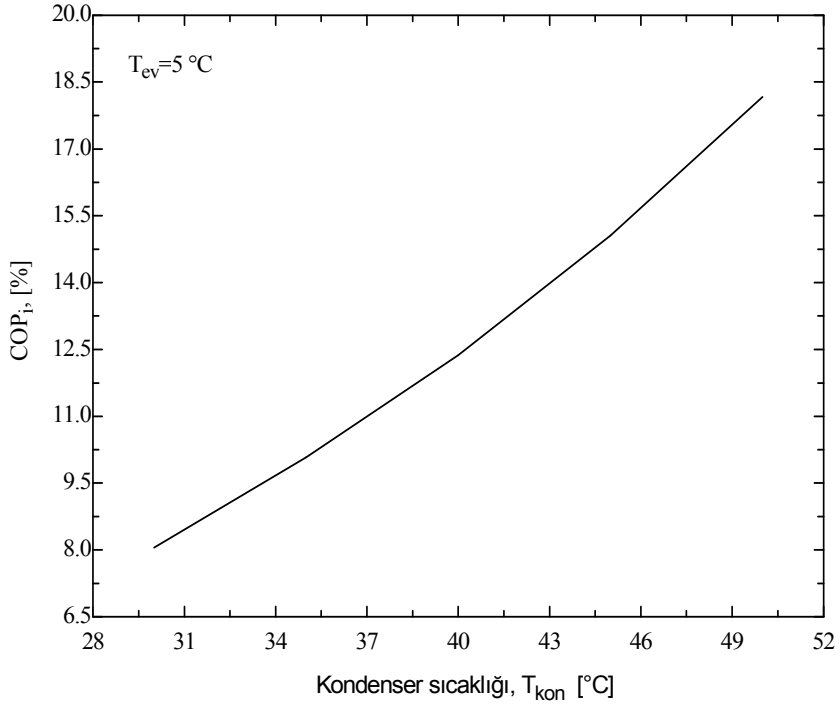
Şekil 4.10 Aynı soğutma kapasitesi için farklı kondenser sıcaklıklarında, ejektörlü ve klasik çevrim için kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması

Şekil 4.10'da aynı soğutma kapasitesi için farklı kondenser sıcaklıklarında ejektörlü ve klasik çevrimdeki kompresörün harcadığı güç karşılaştırılmıştır. Burada, evaporatör sıcaklığı T_{ev}= 5 ^{o}C iken kondenser sıcaklığı azaldıkça, her iki sistem için de, kompresörün harcadığı gücün azaldığı görülmektedir. Aynı çalışma şartlarında ejektörlü sistemin kompresör sıkıştırma oranı klasik sisteminkinden daha az olduğu için kompresörün güç tüketimi de azdır. Benzer sonuç, Elakdhar (2007), tarafından da daha önce ifade edildi.



Şekil 4.11 Farklı kondenser sıcaklıkları için ejektörlü ve klasik soğutma sisteminin performans katsayısının değişimi

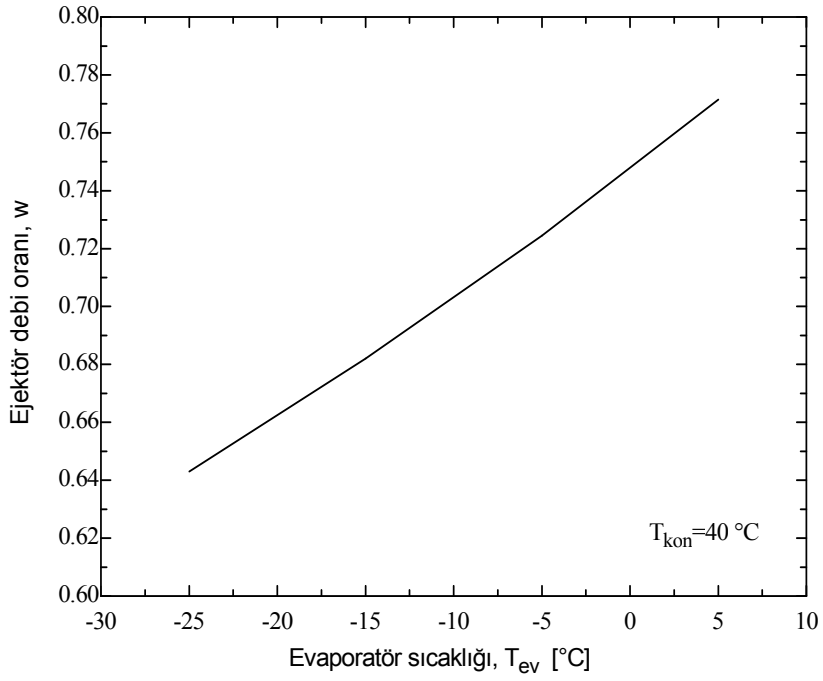
Şekil 4.11'de, klasik ve EGSS'nin soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığıyla değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da açıklandığı gibi, evaporatör sıcaklığı sabitken, kondenser sıcaklığı arttıkça kompresör çıkış basıncı arttığından (kompresör sıkıştırma basınç oranı artar) kompresörün tüketeceği güç de artar, bu da EGSS'nin ve klasik sistemin COP'unu azaltır. Şekil 4.11'de EGSS'nin soğutma performans katsayısının klasik sisteminkinden daha büyük olduğu görülmektedir. Bu şöyle açıklanabilir; kondenser sıcaklığı arttığı zaman klasik soğutma sisteminin genleşme valfinin kayıpları da artar. Genleşme valfi yerine ejektör kullanılmasıyla genleşme valfinde kaybolan işin geri dönüşüm miktarı da artar ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azaltılır. Böylelikle, ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısı her zaman klasik soğutma sisteminin performans katsayısından daha büyük olur.



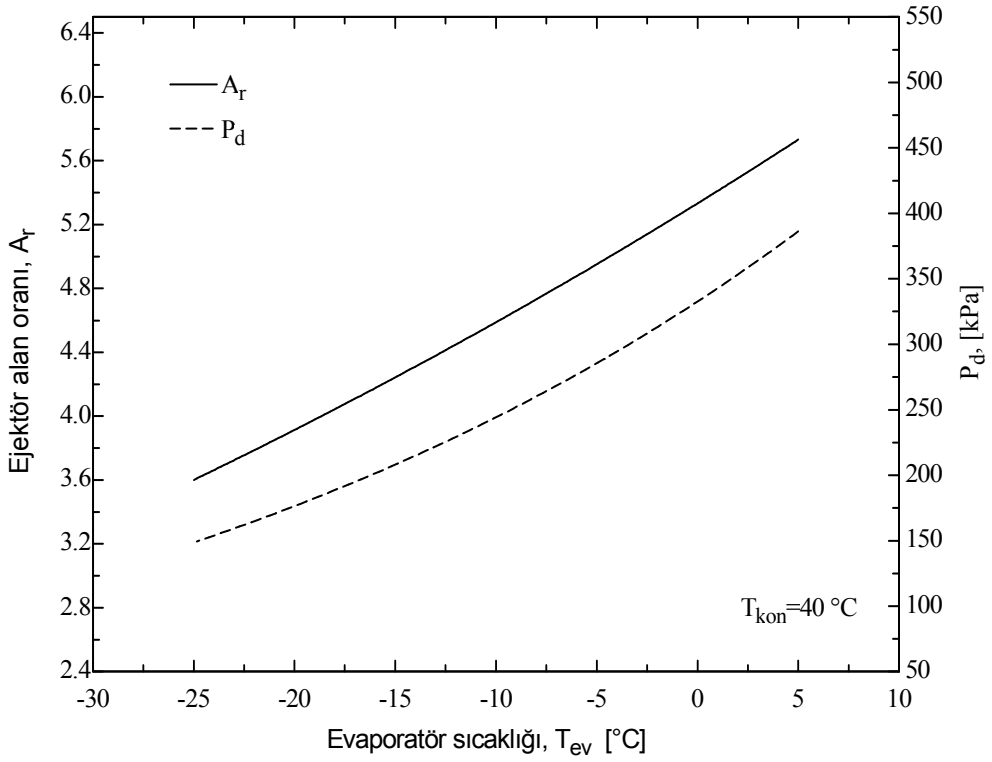
Şekil 4.12 Ejektör kullanıldığında, klasik soğutma sisteminin performansındaki iyileşme oranının (COP_i) kondenser sıcaklığı ile değişimi

Genleştirici olarak ejektör kullanıldığında, kondenser sıcaklığı ile klasik soğutma sisteminin performansındaki iyileşme oranının (COP_i) değişimi Şekil 4.12'de verildi. Burada, kondenser sıcaklığı artıkça COP'taki iyileşme oranının arttığı görülmektedir. Evaporatör sıcaklığı sabitken, kondenser sıcaklığı arttıkça EGSS'nin soğutma performans katsayısının klasik sistemin performans katsayısından her zaman daha yüksek olacağı Şekil 4.11'de açıklanmıştı. Bu sonuca göre hava soğutmalı kondenser kullanan ve dış hava sıcaklığı yüksek olan bölgelerde çalışan soğutma sistemine ejektör modifiye etmek daha avantajlı olacaktır.

Şekil 4.13'de kondenser sıcaklığı sabitken, evaporatör sıcaklığıyla ejektör debi oranın değişimi gösterildi. Kondenser basıncı sabitken, evaporatör basıncı (sıcaklığı) düştükçe, evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkı artar ve evaporatörden emme lülesine daha az akışkan emilir. Bu da ejektör debi oranını düşürür.



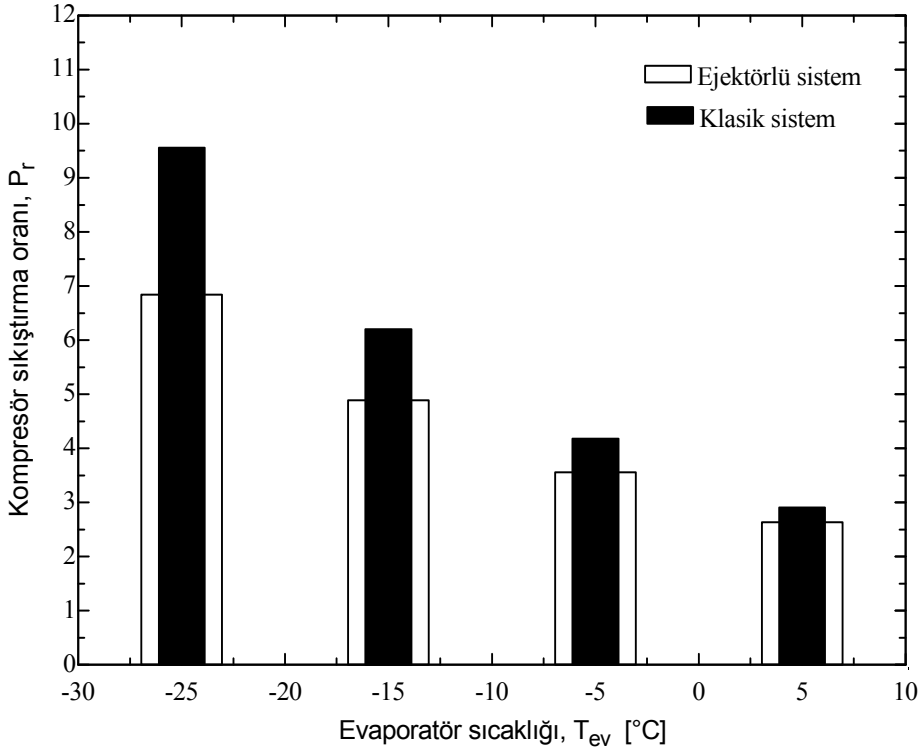
Şekil 4.13 Farklı evaporatör sıcaklıkları için, ejektör debi oranının değişimi



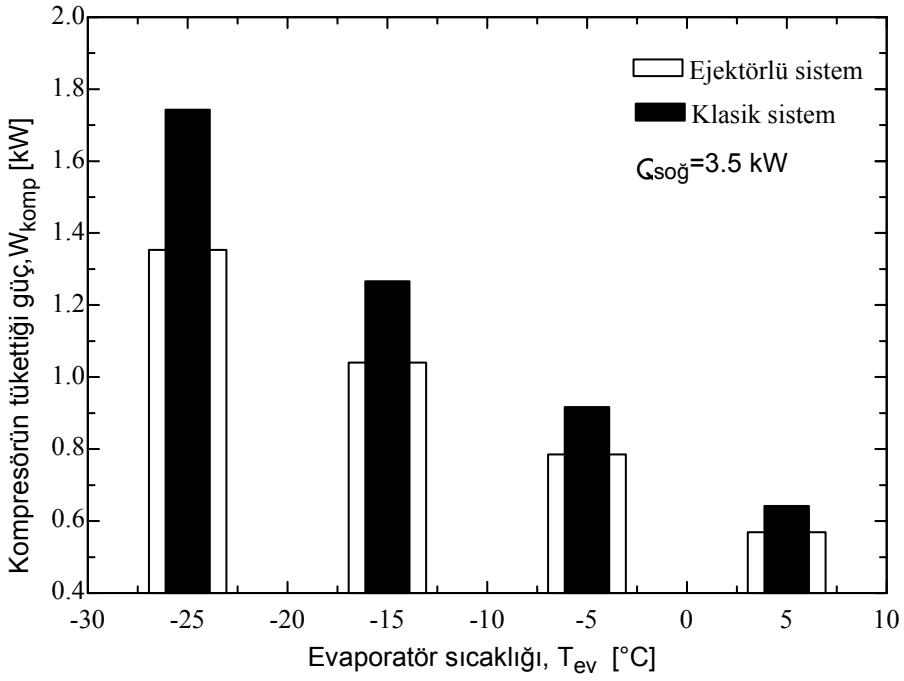
Şekil 4.14 Farklı evaporatör sıcaklıkları için, optimum ejektör alan oranının ve ejektör çıkış basıncının değişimi

Şekil 4.14'de, farklı evaporatör sıcaklıkları için optimum ejektör alan oranının ve ejektör çıkış basıncının değişimi sunuldu. Evaporatör sıcaklığı arttıkça sekonder akışın debisi yukarda açıklandığı gibi artacağından emme lülesinin kesit alanı a_{2b} de artar ve dolayısıyla optimum ejektör alan oranı $A_r = (a_{1b}+a_{2b})/a_{1b}$ artmış olur. Şekil 4.14'de evaporatör sıcaklığı arttıkça ejektör çıkış basıncının (difüzör çıkış basıncı) arttığı görülmektedir. Bu şöyle açıklanabilir: Kondenser sıcaklığı (basıncı) sabitken, evaporatör sıcaklığı arttıkça ejektörün emme lülesine giren sekonder akışkanın basıncı, karışmış akışın basıncı ve dolayısıyla difüzörün çıkış basıncı da artmış olur.

Farklı evaporatör sıcaklıkları için kondenser sıcaklığı T_{kon}=40 ^{o}C iken EGSS ve klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin kompresör sıkıştırma basınç oranlarının karşılaştırmalı sonuçları Şekil 4.15'de verilmiştir. Buna göre, evaporatör sıcaklığı arttıkça her iki sistem için de kompresör sıkıştırma oranının azaldığı görülmektedir. Her iki çevrimde de evaporatör sıcaklığı artarken, kompresör, soğutucu akışkanı daha yüksek bir basınçta emer. Bu da kompresörün sıkıştırma oranını düşürür. Şekil 4.15'de kondenser sıcaklığı sabitken, evaporatör sıcaklığı ne olursa olsun ejektörlü sistemin kompresör sıkıştırma oranı klasik soğutma sisteminkinden daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni Şekil 4.9 anlatılırken daha önce açıklanmıştır.



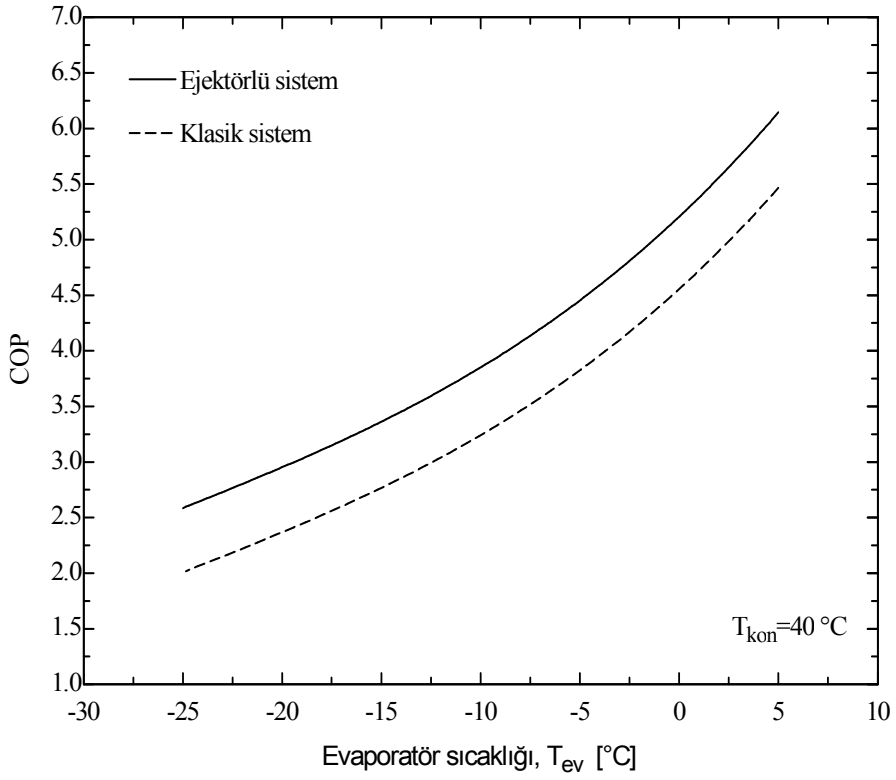
Şekil 4.15 Farklı kondenser sıcaklıklarında ejektörlü ve klasik çevrim için kompresör sıkıştırma oranının karşılaştırılması



Şekil 4.16 Farklı evaporatör sıcaklıklarında, ejektörlü ve klasik çevrim için kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması

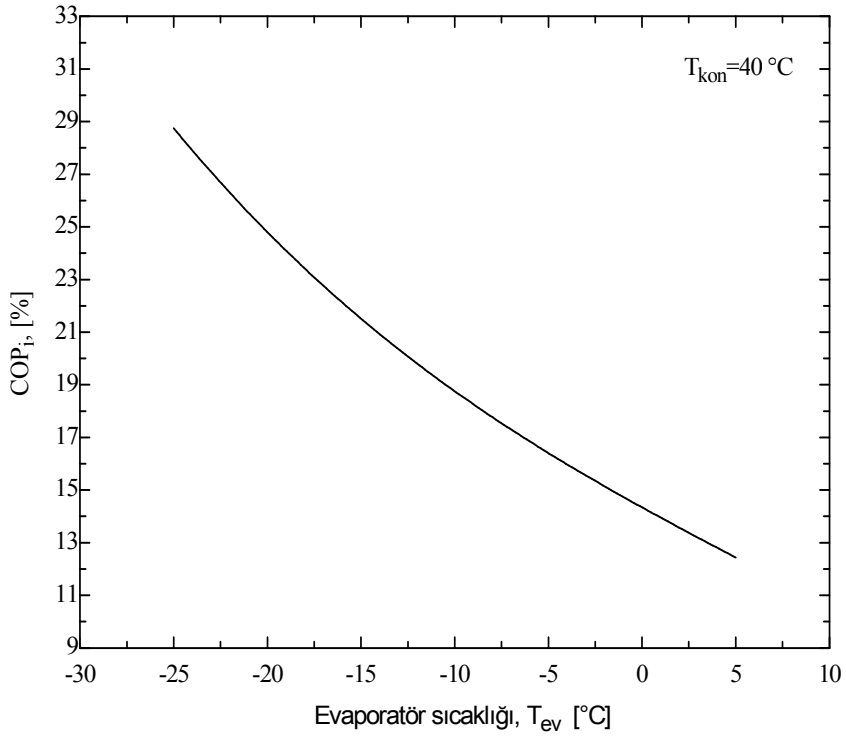
Şekil 4.16'da aynı soğutma kapasitesi $Q_{soğ}$=3.5 kW için farklı evaporatör sıcaklıklarında, ejektörlü ve klasik çevrimde kompresörün harcadığı güç (W_{komp}) karşılaştırılmıştır. Burada, kondenser sıcaklığı T_{kon}= 40 ^{o}C iken, evaporatör sıcaklığı azaldıkça, her iki sistemde de, kompresörün harcadığı gücün arttığı görülmektedir. Aynı çalışma şartlarında, daha önce Şekil 4.15'te açıklandığı gibi, ejektörlü sistemin kompresör sıkıştırma oranı klasik sistemin kompresör sıkıştırma oranından daha azdır. Kompresör sıkıştırma oranının daha az olması, ejektörlü soğutma sisteminin kompresörünün güç tüketiminin az olması demektir.

Şekil 4.17'de klasik sistemin ve EGSS'nin performans katsayısının evaporatör sıcaklığıyla değişimi gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığı sabitken, evaporatör sıcaklığı arttıkça kompresöre giriş basıncı artar ve kompresörün tüketeceği güç azalır. Kompresörün tükettiği gücün azalması, ejektörlü sistemin ve klasik sistemin COP'unu artırır. Şekil 4.17'de ejektörlü sisteminin etkinlik katsayısı klasik sisteminkinden daha büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.17 Farklı evaporatör sıcaklıkları için EGSS'nin performans katsayısının değişimi

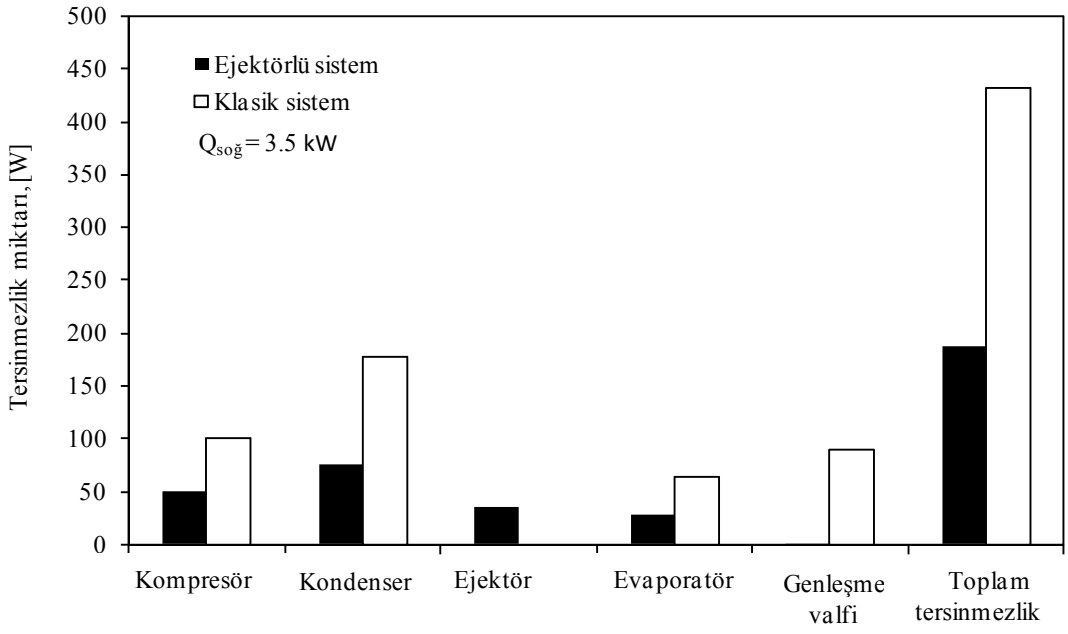
Evaporatör sıcaklığıyla soğutma sisteminin performansındaki iyileşme oranının nasıl değiştiği Şekil 4.18'de gösterildi. Sabit kondenser sıcaklığında, evaporatör sıcaklığı 5 °C'den -25 °C'ye düşerken, klasik sisteme ejektör adapte edilirse soğutma performans katsayısındaki iyileşme oranı %12.43'den %28.75'e artmaktadır. Daha önce de ifade edildiği gibi, evaporatör ve kondenser sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe sistemde genleştirici olarak ejektörün kullanılması sistem performansı için daha avantajlı sonuçlar vermektedir. Bu nedenle düşük evaporatör sıcaklıklarında (derin dondurucu vb.) klasik soğutma sistemine genleştirici olarak ejektör adapte etmek daha avantajlıdır.



Şekil 4.18 Ejektör kullanıldığında soğutma sisteminin performansındaki iyileşme oranının evaporatör sıcaklığıyla değişimi

4.3. EGSS ve Klasik Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Ekserjetik Değerlendirmesi

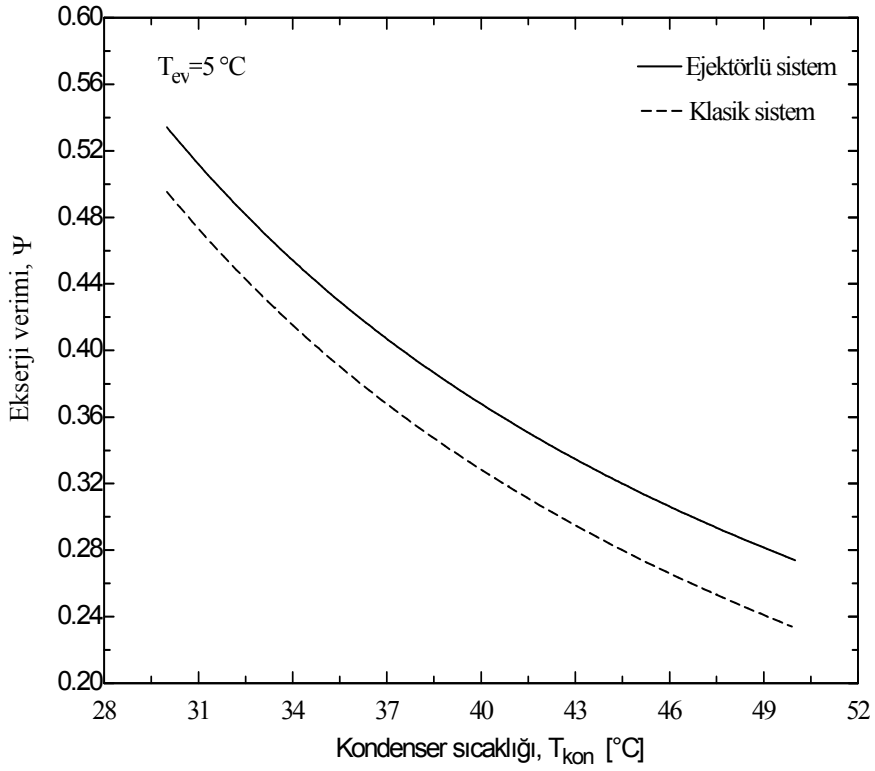
Genleştirici olarak kısılma valfi yerine ejektör kullanıldığında sistemin her bir elemanındaki tersinmezlik miktarı Kısım 3.3 de verilen denklemler kullanılarak belirlendi. Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için, ejektörlü ve klasik soğutma sisteminin ekserji verimi karşılaştırmalı olarak sunuldu. Klasik sistemin ekserji verimindeki iyileşme oranı verildi.



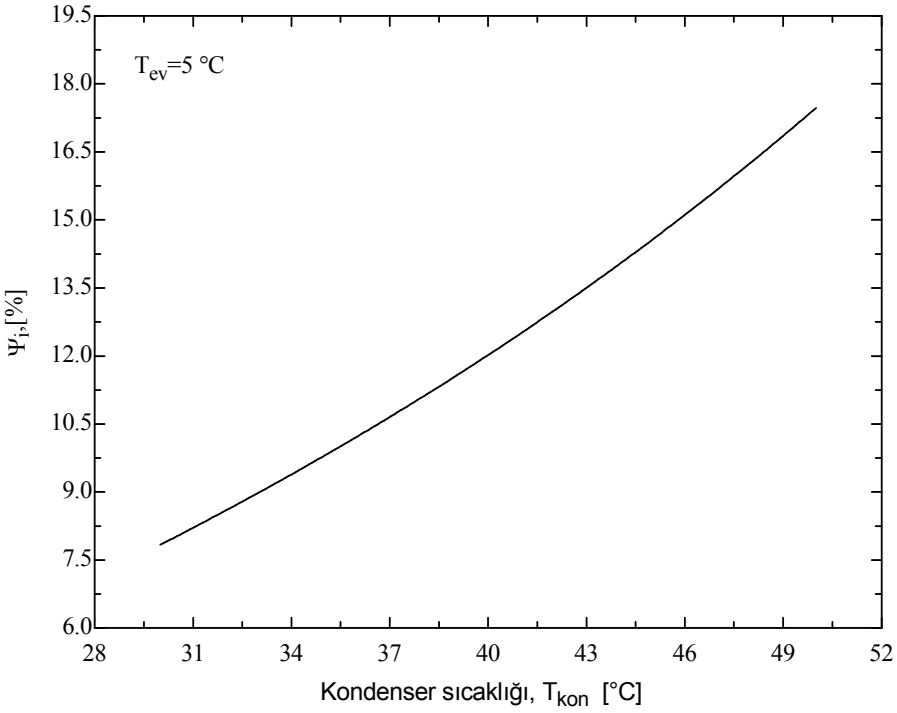
Şekil 4.19 Ejektörlü çevrim ile klasik çevrimin elemanlarının ve toplam tersinmezlik miktarlarının karşılaştırılması

Kondenser sıcaklığı T_{kon}= 40 ^{o}C, evaporatör sıcaklığı T_{ev}= 5 ^{o}C ve aynı soğutma kapasitesi ($Q_{soğ}$=3.5 kW) için ejektörlü sistem ile klasik sistem elemanlarındaki ve çevrimlerin toplam tersinmezlik miktarı karşılaştırmalı olarak Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Ejektörlü sistemin her bir elemanındaki tersinmezlik (ekserjideki azalma) miktarının klasik sisteminkine göre daha az olduğu saptanmıştır. Soğutma kapasitesi 3.5 kW olduğunda, klasik sistemin toplam ekserji yıkımı (tersinmezlik miktarı) 433 W iken ejektörlü sistemin toplam ekserji yıkımı 188 W olarak bulunmuştur. Buna göre, ejektörlü soğutma sisteminin toplam tersinmezlik miktarı klasik çevrime göre % 56.6 azalmıştır. Bu tersinmezlik miktarındaki azalma oranı, ejektör kullanımıyla sağlanan enerji geri dönüşümündendir. Klasik çevrimdeki genleşme valfinin ekserji yıkımı 90 W iken genleşme valfi yerine ejektör kullanan ejektörlü çevrimde ejektör ve küçük kısılma vafinin (ki bu sıfıra çok yakın olduğundan grafikte gözükmemektedir) toplam tersinmezlik miktarı (ekserji yıkımı) 35 W dır.

Şekil 4.20'de kondenser sıcaklığına bağlı olarak ejektörlü ve standart sistemin ekserji veriminin karşılaştırılması verilmiştir. Burada, ejektörlü sisteminin ekserji veriminin (Ψ) klasik sisteme göre daha yüksek olması, daha önce açıklandığı gibi ejektörlü sistemin; elemanlarındaki tersinmezlik miktarının klasik sisteme göre daha düşük olmasındandır. Şekil 4.20'de, kondenser sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin her iki sistem için de azaldığı görülmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça her iki sistem içinde sistemdeki tersinmezlikler artar, bu da ekserji veriminin düşmesine neden olur.



Şekil 4.20 Ejektörlü ve standart çevrimin ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı olarak değişimi

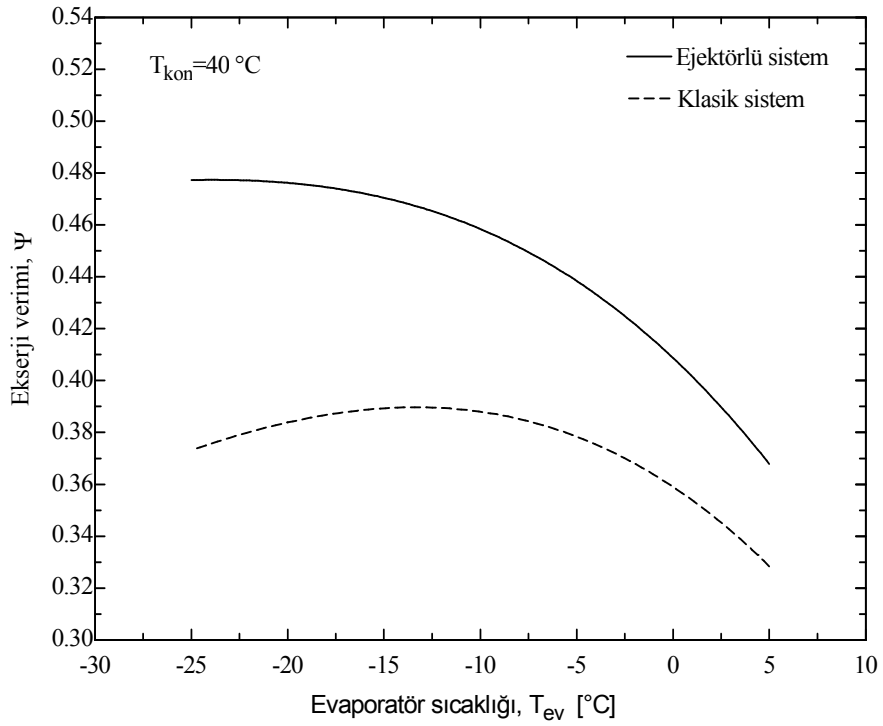


Şekil 4.21 Ejektör kullanıldığında, kondenser sıcaklığı ile ekserji verimindeki iyileşme oranının değişimi

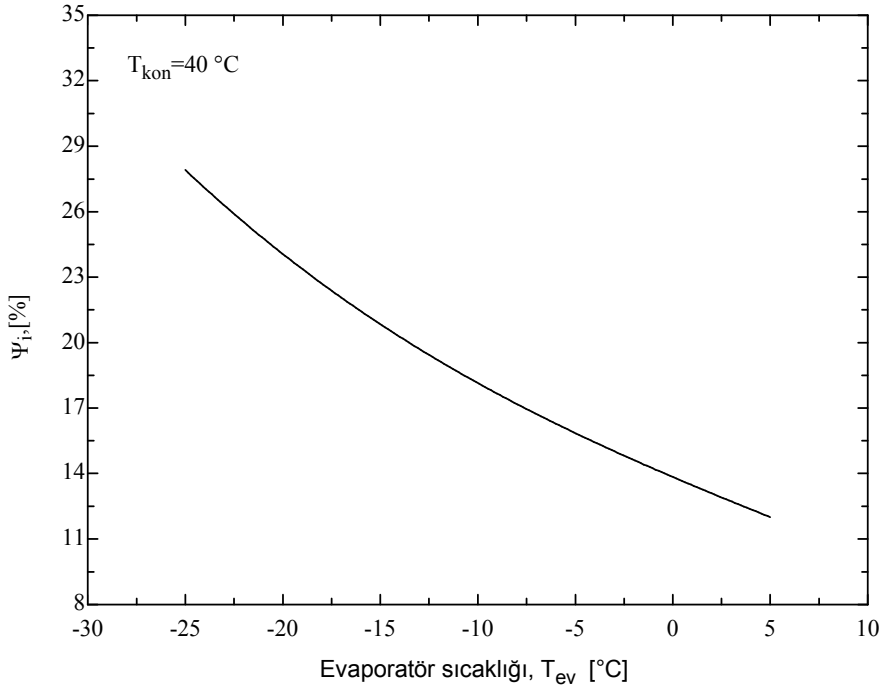
Şekil 4.21'de, farklı kondenser sıcaklıklarında klasik sistemine ejektör adapte edildiğinde ekserji verimindeki iyileşme oranının değişimi gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ekserji verimindeki iyileşme oranı, Ψ_i artar. Bu şöyle açıklanabilir: Evaporatör sıcaklığı sabitken kondenser sıcaklığının artmasıyla, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç farkı arttığında genleşme valfindeki kayıplar da artar. Genleşme valfi yerine ejektör kullanılmasıyla bu kayıpların geri dönüşüm oranı da arttığı için ekserji verimindeki iyileşme oranı Ψ_i artar.

Şekil 4.22'de ejektörlü ve standart sistemin ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına bağlı olarak değişimi karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Burada, evaporatör sıcaklığı azaldıkça EGSS'nin ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Aslında evaporatör sıcaklığı azaldıkça sistemin tersinmezlik miktarı arttığı için ekserji veriminin de düşmesi beklenir. Fakat denklem (54)'den de görüleceği gibi ekserji verimi hem toplam tersinmezlik miktarına hem de kompresörün tükettiği güce

bağlıdır. Klasik sistem için elde edilen değerler klasik sistemin ekserji verim ifadesine (denklem (60)) uygulandığında ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı -15 ^{o}C'ye kadar düşerken arttığı bu değerden sonra ise hafifçe azalmaya başladığı belirlendi. Evaporatör sıcaklığının -15 ^{o}C'nin altına indiğinde ekserji veriminin azalmasının nedeni sıkıştırma basınç oranı (P_r) arttıkça kompresörün veriminin düşmesine bağlanabilir. Kompresör verimi düştüğünde kompresör işi artar ve ekserji verimi ise düşer. Ejektörlü sisteminin ekserji veriminin (ψ) klasik sisteme göre daha yüksek olması, daha önce açıklandığı gibi ejektörlü sistemin; elemanlarındaki tersinmezlik miktarının klasik sisteme göre daha düşük olmasındandır.



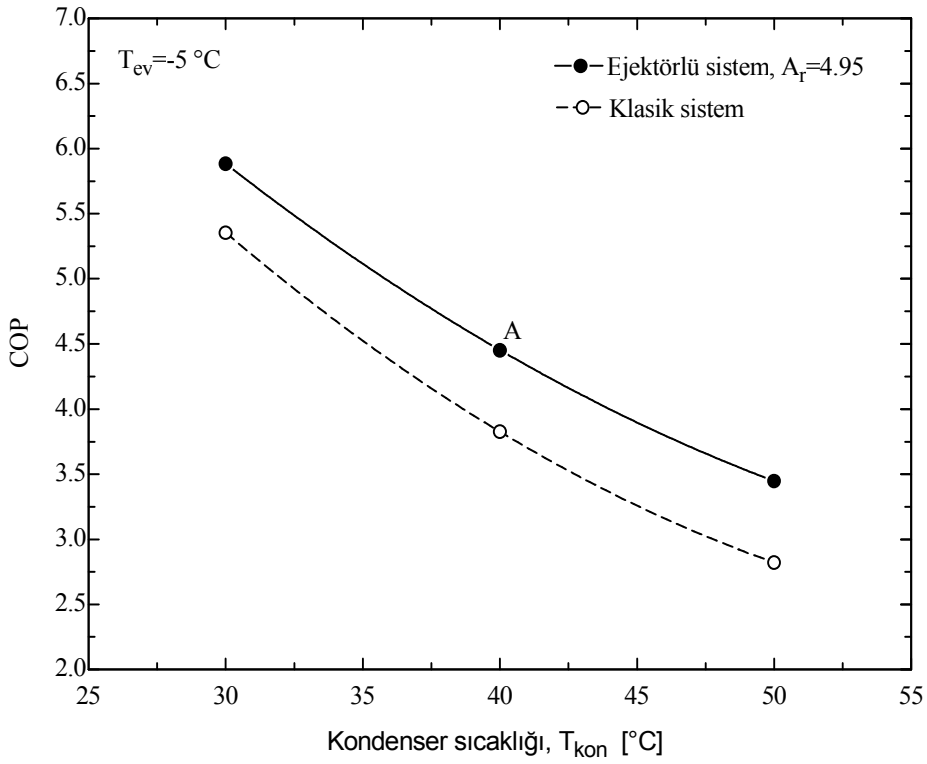
Şekil 4.22 Ejektörlü ve klasik çevrimin ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına bağlı olarak değişimi.



Şekil 4.23 Evaporatör sıcaklığı ile ejektörsüz sisteme göre ekserji verimindeki iyileşme oranının değişimi

Farklı evaporatör sıcaklıklarında, klasik sisteme göre ekserji verimindeki iyileşme oranının değişimi Şekil 4.23'de gösterilmiştir. Evaporatör sıcaklığı azaldıkça ekserji veriminin arttığı Şekil 4.22'de daha önce açıklandı. Kondenser sıcaklığı sabitken evaporatör sıcaklığının azalmasıyla, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç fark da genleşme valfindeki kayıplar da artar. Genleşme valfi yerine ejektör kullanılmasıyla bu kayıpların geri dönüşüm oranı da arttığı için ekserji verimindeki iyileşme oranı, Ψ_i artar.

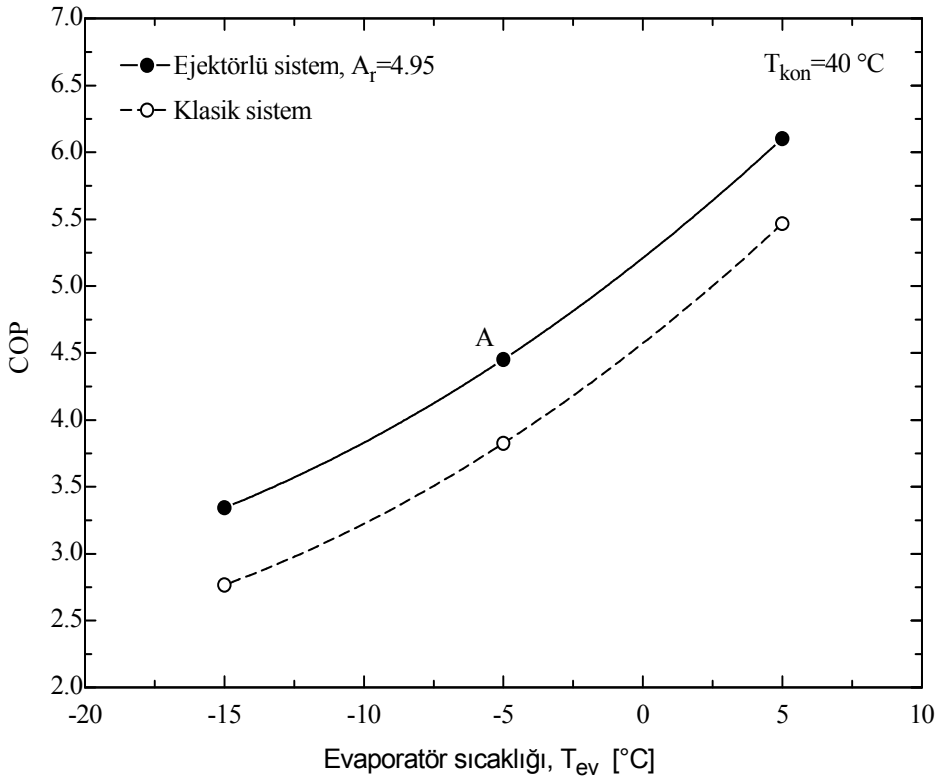
4.4. Ejektörlü Sistemin Dizayn Dışı Çalışma Durumu



Şekil 4.24 Dizayn dışı çalışma durumunda kondenser sıcaklığı ile COP'un değişimi

Bir sistem her zaman dizayn şartlarında çalışmayabilir. Bu nedenle, dizayn dışı çalışma durumunda, EGSS'nin soğutma performansı katsayısı (COP_{ej}) araştırılmalıdır. Şekil 4.14'den evaporatör sıcaklığı, T_{ev}=-5 ^{o}C ve kondenser sıcaklığı, T_{kon}= 40 ^{o}C için sistemin performansını maksimum yapan ejektör alan oranının, A_r=4.95 olduğu görülür. Alan oranı, A_r=4.95 olan bir ejektör kullanan sistemde, dizayn dışı çalışma durumunda, performans katsayısının; kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.24'de ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi ise Şekil 4.25'de sunuldu. Bu şekillerdeki A-noktası ejektörlü sistemin dizayn şartlarını gösterir. Bu grafiklerde ejektörsüz (klasik) sistemin performans katsayısının çalışma sıcaklıkları ile değişimi de gösterildi. Buna göre, sabit alan oranlı (A_r=4.95) ejektör kullanan EGSS'nin performans katsayısının (COP_{ej}) dizayn dışı çalışma (off-dizayn)

durumunda da klasik sisteminkinden (COP_k) daha yüksek olduğu ve bu iki COP eğrisinin paralele çok yakın bir seyir izlediği görülmektedir. Sabit alan oranlı (A_r=4.95) ejektör kullanan sistemde dizayn şartlarından (A-noktası) ±10 ^oC sapma durumunda bile ejektörlü sistem, klasik sistemden daha yüksek performans katsayısı ile çalışacak, yani aynı soğutma kapasitesini daha az güç harcayarak sağlayacaktır. Şekil 4.24-25'e göre, dizayn dışı çalışma durumunda sistemin performansının alan oranının sabit olmasından aşırı derecede etkilenmediği söylenebilir. Bu, soğutulan ve ısı atılan ortam sıcaklıklarındaki değişmeye müsaade edeceği için avantajlı bir sonuçtur.



Şekil 4.25 Dizayn dışı çalışma durumunda kondenser sıcaklığı ile COP'un değişimi

5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Klasik soğutma sistemindeki kısılma kayıplarını düşürmek ve kompresör sıkıştırma işini azaltmak için sistemde genleştirici olarak ejektör kullanımı araştırıldı. Sabit alan ejektör akış modeli kullanılarak ejektör genleşmeli soğutma sisteminin teorik analizi yapıldı. Araştırmada enerji ve ekserji denklemleri çıkarıldıktan sonra optimum çözüm algoritması oluşturuldu. ESS (Engineering Equation Solver) yazılım programı kullanılarak analizler yapıldı. Verilen çalışma sıcaklığı için, emme lülesinde sekonder akışın basınç düşüşünün optimum değeri ve buna bağlı olarak optimum ejektör alan oranı, optimum ejektör debi oranı, maksimum ejektör çıkış basıncı ve maksimum COP değeri araştırıldı. Evaporatör ve kondenser sıcaklığı ile optimum ejektör alan oranının, kompresör işinin, maksimum COP değerinin nasıl değiştiği incelendi. Ejektör genleşmeli soğutma sisteminin COP'u aynı çalışma şartlarındaki klasik soğutma sisteminin COP'u ile karşılaştırıldı.

Ayrıca bu çalışmada genleşme valfindeki tersinmezliği azaltmak için sisteme adapte edilen ejektörün sistemin ekserji verimini ne kadar iyileştirdiği ve evaporatör ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak bu verimin nasıl değiştiği araştırıldı. Ejektörlü sistem elemanlarının her birindeki ekserji azalma miktarı (ekserji yıkımı) saptandı. Bulunan sonuçlar klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldı. Ayrıca dizayn dışı çalışma durumu da incelendi. Bu çalışmadan çıkartılan sonuçlar, aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Kaynak araştırmasındaki diğer tüm çalışmalarda sabit olarak alınan emme lülesindeki sekonder akış basınç düşüşünün (P_{ev}-P_b), optimum performans katsayısını elde etmek için sabit alınmaması gerektiği belirlendi. Her çalışma şartı için farklı bir optimum değeri bulunan bu basınç düşüşünün incelenen çalışma sahası için 18 kPa - 44.9 kPa arasında değiştiği tespit edildi.
2. Optimum emme lülesi basınç düşüş değerinde (P_{ev}-P_b), ejektör alan oranı, debi oranı, difüzör basıncı ve soğutma performans katsayısı optimum değerdedir.

3. Evaporatör ve kondenser sıcaklığı her ne olursa olsun ejektörlü sistemin kompresör sıkıştırma oranı ve kompresör işi klasik sisteminkinden daha azdır.
4. Kondenser sıcaklığı artarken veya evaporatör sıcaklığı azalırken optimum ejektör alan oranı küçülür.
5. Kondenser sıcaklığı arttıkça veya evaporatör sıcaklığı azaldıkça, ejektörlü sistemin klasik sisteme göre kompresör sıkıştırma oranı daha çok azalır.
6. Evaporatör ve kondenser sıcaklığı arasındaki fark büyük ise (düşük evaporatör sıcaklığı (derin dondurucu) veya yüksek kondenser sıcaklığı) klasik soğutma sisteminde genleştirici olarak ejektör kullanmak, sisteminin performansını daha çok iyileştirir.
7. İncelenen çalışma sıcaklığı sahasında klasik sistemlerde genleştirici olarak ejektör kullanmak soğutma performans katsayısını en az %8.12 en çok %28.75 artıracaktır.
8. Ejektörlü sistemin her bir elemanın ve çevrimin toplam tersinmezlik (ekserjideki azalma) miktarı klasik sisteminkine göre daha azdır. Bir sonuç olarak, T_{ev}=5 ^{o}C, T_{kon}=40 ^{o}C ve soğutma kapasitesi $Q_{soğ}$=3.5 kW için ejektörlü soğutma sisteminin toplam tersinmezlik miktarı klasik çevrime göre % 56.6 daha düşüktür.
9. Araştırılan çalışma sıcaklıkları sahasında, ejektör kullanıldığında, klasik sistemin ekserji verimindeki iyileşme oranı; minimum %7.82, maksimum %27.91'dir.
10. Kondenser veya evaporatör sıcaklığı düştükçe genleştirici olarak ejektör kullanan çevrimin ekserji verimi artar.
11. Tasarlanmış, sabit alan oranlı ejektöre sahip bir sistemin çalışma sıcaklıkları tasarım şartlarından ±10 ^{o}C sapsa bile, ejektörlü sistemin performansı ejektörsüz sistemin performansından daha yüksektir. Bu, soğutulan ve ısı atılan ortam sıcaklıklarındaki değişmeye müsaade edeceği için avantajlı bir sonuçtur

6. KAYNAKLAR

Addy, A.L.,Dutton, J.J., Mikkelsen, C.D. 1981. Supersonic ejector-diffuser theory and experiments. report No:UILU-ENG-82-4001, Department of Mechanical And Industrial Engineering. Universty Of Illions, Urbana-Champaign, Urbana.

Aphornratana, S., Chungraıbulpatan, S., Srıkhırım, P. 2001. Experimental investigation of an ejector refrigeration: Effect of mixing chamber geometry on system performance. International Journal of Energy Reserch 25:397-411.

Bilir, N., Ersoy, H.K. 2009. Ev tipi soğutucular için standart ve ejektörlü soğutma çevrimlerinin karşılaştırmalı ekserji analizi. 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.

Bilir, N., Ersoy, H.K. 2008. Ejektör kullanarak buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin etkinliğinin iyileştirilmesi. I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 193-204.

Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B. 1997. Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression–absorption heat pump. International Journal of Refrigeration, 20:308–318.

Chaiwongsa. P., Wongwises. P. 2007. 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, 30:601-608.

Deng, J.Q., Jiang, P.X, Lu. T., Lu, W. 2007. Particular characteristics of transcritical CO_2 refrigeration cycle with an ejector. Applied Thermal Engineering, 27:381-388.

Disawas, S., Wongwises S. 2004. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. International Journal of Refrigeration, 27:587-594.

Domanski, P.A. 1995. Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer and Ejector. National Institute of Standards and Technology, Nistir-5606.

EES Manual, (http://software.cstb.fr/ees/solver_ees_manual_us.pdf)

Elbel, S. 2007. Experimental and analytical investigation of a two-phase ejector used for expansion work recovery in a transcritical R744 air-conditioning system. Ph.D. Thesis, University of Illinois, Urbana.

Elbel, S., Hrnjak, P. 2008. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. International Journal of Refrigeration, 31:411–422.

Ersoy, H. K., Yalcin, S., Yapici, R., Ozgoren, M. 2007. Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey. Applied Energy, 84:971-983.

Ersoy, H.K., Bilir, N. 2009. The influence of ejector component efficiencies on performance of ejector expander refrigeration cycle and exergy analysis. International Journal of Exergy, Paper In Press.

Guo, J.X., Tan, L.C., Chen, Z.Q. 1992. A new compression/injection hybrid cycle for domestic refrigerators. Proceedings of The Second Annual Sino-American Refrigeration Workshop, India, Nowember.

He, S., Li, Y., Wang, R.Z. 2008. Progress of mathematical modeling on ejectors. Renewable and Sustainable Energy Reviews, doi:10.1016/j.rser.2008.09.032.

http://www.globaldenso.com, (28.06.2007 tarihinde ulaşıldı).

Kotas, T.J. 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, London: Butterworths.

Li, D., Groll, E.A. 2005. Transcritical CO2 refrigeration cycle with ejector-expansion device. International Journal of Refrigeration, 28:766-773.

Li D. 2006. Investigation of an ejector-expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle for military ECU applications. Ph. D. Thesis, Purdue University, USA,

Menegay, P., Kornhauser, A.A. 1996. Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle. In proceedings Of The 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington DC, 702-706.

Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M. 2006. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. International Journal of Energy Reserch, 31:364-375.

Sarkar, J. 2008. Optimization of ejector-expansion transcritical CO_2 heat pump cycle. Energy, 33:1399-1406.

Sun, D. 1997. Experimental investigation of the performance characteristics of a steam jet refrigeration system. Energy Sources, 19:349-367.

Tomasek, M. L., Radermacher, R. 1995. Analysis of a domestic refrigeration cycle with an ejector. ASHRAE Trans. 45:1431.

Yapici, R., Ersoy. H.K., 2005. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. Energy Conversion and Management, 46:3117-3135.

Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkaci, H.S., Yigit, O. 2008. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio. International Journal of Refrigeration, 31:1183–1189.

Yari, M., Sirousazar. M. 2007. Performance analysis of the ejector-vapour compression refrigeration cycle. J. Power and Energy, 221:1089-1098.

Yari, M. 2008. Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander. International Journal of Exergy, 5:326-340.

EKLER

I.SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ SEMPOZYUMU, 9-12 EKİM 2008, İZMİR

EJEKTÖR KULLANARAK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN ETKİNLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Nagihan Bilir, H. Kürşad Ersoy

Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, KONYA

nbilir@selcuk.edu.tr, kersoy@selcuk.edu.tr

ÖZET

Buhar sıkıştırmalı klasik soğutma sisteminin soğutma etkinliğini iyileştirmek amacıyla sisteme adapte edilen ejektörün, etkinlik katsayısı (COP) üzerine etkisi araştırıldı. Soğutma sistemleri için geliştirilen çift fazlı, sabit basınç ejektör akış modeli kullanıldı. Soğutucu akışkan olarak R-134a seçildi. Ejektör genleşmeli soğutma sisteminin COP'u aynı çalışma sıcaklıklarında klasik soğutma sistemin COP'u ile kıyaslandı. Elde edilen sonuçlara göre, verilen çalışma sıcaklıkları için optimum bir ejektör alan oranı, ejektör çıkış basıncı ve COP değeri olduğu saptandı. T_{kon}=40°C ve T_e= -25°C için COP'daki iyileşme oranı %22.34 olarak bulundu. Evaporatör sıcaklığı düşerken veya kondenser sıcaklığı artarken soğutma etkinliğindeki iyileşme oranının arttığı belirlendi.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, COP, Genleşme valfi, Optimum etkinlik

1. GİRİŞ

Soğutma, insanoğlu için geçmişten günümüze vazgeçilmez bir ihtiyaç olmuştur ve ilk olarak, gıdaların bozulmadan uzun süre korunması amacıyla kullanılmıştır. Çoğu gıda oda sıcaklığında bozulur. Bu yüzden gıdaların korunması, soğutma sistemlerinin önemli uygulama alanını teşkil eder**.** Ayrıca soğutma, her türlü konfor sistemlerinde (konutlarda, işyerlerinde, taşıma araçlarında vb.), sanayide ve sağlık sektöründe kısacası hemen birçok alanda karşımıza çıkmaktadır.

Soğutma sistemi üzerinde yapılacak herhangi bir iyileştirme çok geniş bir sahayı ilgilendirir. Araştırmacılar halen bu alanda birçok çalışma yapmaktadır. Bu araştırmalardan biri de sistemdeki tersinmezliği artıran genleşme valfindeki kısılma kayıplarını azaltma yönündedir. Bu amaçla, genleşme valfi yerine ejektör kullanılması öngörülmektedir. Böylece genleşme valfinde kaybolan işin geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azaltılacaktır. Bu ise sistemin etkinlik katsayısını (COP) yükseltici bir etki yapacaktır. Bu sistemlere "ejektörü genleştirici olarak kullanan soğutma sistemleri" adı verilmektedir. Klasik sistem ile ejektörlü sistem arasındaki fark, genleşme işinin genleşme valfi yerine ejektörle yapılmasıdır. Sistemin diğer elemanları her iki soğutma sistemi için de aynıdır. Bir ejektörlü soğutma sisteminin tesisat şeması ve çevrimin P-h diyagramı Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

Sistemin çalışması şöyle gerçekleşir: Yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenserden gelen sıvı haldeki primer akışkan önce sesüstü lülesine 1 durumunda girer. Burada basınç ve sıcaklığı düşerken hızı sesüstü hıza ulaşır ve 1_b durumuna gelir. 1_b durumundaki yüksek hızlı primer akışkan ejektörde ilerlerken emme odasında vakum oluşturur ve evaporatörden 2 durumunda doymuş buhar olarak gelen sekonder akışkanı ejektörün içerisine emer. Bu olay sırasında sekonder akışkanın sıcaklığı ve basıncı bir miktar düşerek 2_b durumuna iner. Primer ve sekonder akışkanlar karışma odasında karışır ve sonra şok darbeleriyle akış, sesaltı akışa dönüşüp basıncı artar. 3_m durumunda karışma basıncına yükselen karışım ejektörün difüzör kısmına girer ve burada akışkanın hızı, hemen hemen durgun hale gelinceye kadar düşürülür ve basıncı artmış şekilde ejektörü 3_d durumunda terk eder. Böylece ejektör yüksek basınçlı bir akışkanın enerjisini düşük basınçtaki diğer akışkana aktararak onun basıncını nispeten yükseltmiş olur. Dolayısıyla, kompresöre giriş basıncı klasik sisteme göre daha yüksek olacaktır.

INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH
Int. J. Energy Res. 2009; **33**:469–480
Published online 23 December 2008 in Wiley InterScience
(www.interscience.wiley.com). DOI: 10.1002/er.1488

Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector

Nagihan Bilir and H. Kursad Ersoy*,†

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Selcuk University, Alaeddin Campus, 42250 Konya, Turkey

SUMMARY

The performance of a vapour compression system that uses an ejector as an expansion device was investigated. In the analysis, a two-phase constant area ejector flow model was used. R134a was selected as the refrigerant. According to the obtained results, for any operating temperature there are different optimum values of pressure drop in the suction chamber, ejector area ratio, ejector outlet pressure and cooling coefficient of performance (COP). As the difference between condenser and evaporator temperatures increases, the improvement ratio in COP rises whereas ejector area ratio drops. The minimum COP improvement ratio in the investigated field was 10.1%, while its maximum was 22.34%. Even in the case of an off-design operation, the performance of a system with ejector is higher than that of the basic system. Copyright © 2008 John Wiley & Sons, Ltd.

KEY WORDS: ejector; COP; expansion valve; optimum performance; off-design

1. INTRODUCTION

Refrigeration has been an inevitable need for human beings since ancient times till today. Refrigeration systems are used in diverse applications such as food preserving, offering comfort (residential and commercial buildings, vehicles etc.), in industrial and health sectors, etc. For this reason, any improvement made in refrigeration system tends to involve a wide application area. Reducing of the throttling losses in the expansion valve, which increases system irreversibility, is one of the methods of improving system performance. With this aim in mind, an ejector is proposed to be used in the system instead of an expansion valve to recover some of the kinetic energy of the expansion process. Therefore, with an ejector, the compressor suction pressure becomes higher than it would be in a standard cycle, resulting in less compression work and improved system efficiency.

In all theoretical and experimental studies conducted on refrigerating systems that use ejector instead of expansion valve, it has been shown that performance coefficient is higher in

*Correspondence to: H. Kursad Ersoy, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Selcuk University, Alaeddin Campus, 42250 Konya, Turkey.
†E-mail: hkersoy@rocketmail.com, kersoy@selcuk.edu.tr

Contract/grant sponsor: Coordinatorship of Selcuk University's Scientific Research Project (BAP)

Received 15 August 2008
Revised 8 October 2008
Accepted 8 October 2008

Copyright © 2008 John Wiley & Sons, Ltd.