

**EJEKTÖR (BUHAR-JET) SOĞUTMA
SİSTEMLERİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN
KULLANIMLARININ SAYISAL İNCELENMESİ**

**2014
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Hasan MULCAR

**EJEKTÖR (BUHAR-JET) SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FARKLI
SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANIMLARININ SAYISAL İNCELENMESİ**

Hasan MULCAR

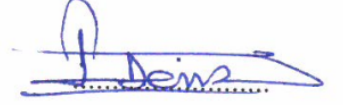
**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2014**

Hasan MULCAR tarafından hazırlanan “EJEKTÖR (BUHAR-JET) SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANIMLARININ SAYISAL İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Emrah DENİZ

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 13/ 06/ 2014

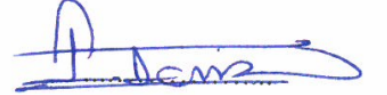
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)



...../...../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hasan MULCAR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EJEKTÖR (BUHAR-JET) SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANIMLARININ SAYISAL İNCELENMESİ

Hasan MULCAR

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Emrah DENİZ

Haziran 2014, 142 sayfa

Yenilenebilir enerji santrallerinden veya enerji işlemlerinden açığa çıkan düşük seviyeli atık ısı ile tahrik edilebilen ejektörlü bir soğutma sistemi, geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerini tahrik eden; enerji santrallerinde elektrik üretilmesi için fosil yakıtların yakılması sonucu oluşan sera gazı emisyonlarını potansiyel olarak düşüreceği dolayısıyla elektrik enerjisinin tüketimini azaltacağı için, mevcut enerji ve çevre düzenlemeleri kapsamında çevre dostu soğutma üretimi için en uygun sistem olarak görülmektedir. Bununla birlikte, ejektörlü soğutma sistemleri genellikle çok düşük bir performans katsayısı (COP) sunmaktadırlar ve bu durum bu tip sistemlerde kritik bir konudur ve ana dezavantajlarıdır. Temelde, ejektör performansı doğrudan soğutma performansını etkiler. Bu nedenle, ejektörün etkili bir tasarımı ve karakteristikleri üzerine bir inceleme, ejektörlü soğutma sistemlerini iyileştirmek için önemlidir.

Pek çok araştırmacı, sistemin performansının analizi için organik ve inorganik çalışma akışkanlarını kullanarak incelemelerde bulunmuştur. Hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve kloroflorokarbon (CFC) gibi sentetik soğutucular, ozon tüketime ve küresel ısınma potansiyelleri ile çevreye verdikleri büyük çaplı zarar nedeniyle, uluslar arası sorunlar haline gelmişlerdir. Montreal ve uluslar arası protokoller gereği, CFC'lerin ve HCFC'lerin sonlandırılması kararı ile evre dostu soğutucuların belirlenmesi ve yeni soğutucuların ejektörlü soğutma sistemlerine uyumlulukları için gayretli çalışmalar yapılmaya devam edilmektedir. Bir ejektörün performansını iyileştirmek için, ejektör boyunca akış karakteri açıkça anlaşılabilir. Bu çalışmanın amacı, bir soğutma sisteminde kullanılan ses üstü bir ejektörün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyon sonuçlarını, evre dostu ve ejektör performansını arttıran bir soğutucu akışkanın belirlenmesi amacıyla sunmaktır. Ticari bir paket program olan ANSYS FLUENT 12.1 yazılımı, çalışma akışkanı olarak R-236fa kullanılan deneysel bir düzenekteki bir geometriye karşılık gelecek şekilde tasarlanan ses üstü bir ejektörün iki boyutlu, axi-simetrik modelini çözmek ve oluşturmak için kullanıldı. HAD, ejektör performansını çok iyi tahmin edebilir ve ejektörün doğrudan performansı ile ilgili etkili bir alan üzerindeki işletme şartlarının etkisini açıklayabilir. Bununla birlikte, kritik kondenser basıncında ejektör sürüklenme oranının değişimi, farklı jeneratör sıcaklık şartları altında seçilen soğutucu akışkanlara uygulanarak incelenmiştir. evre dostu soğutucular ile ejektör performansının karşılaştırılması; R-134a, R-152a, R-236fa, R-717, R245fa, R-600a, R-290, R-1270, R-438A ve R-1234yf akışkanları için gerçekleştirilmiştir. Doymuş buhar fazı için soğutucu termo-fizik özellikleri, www.webbook.nist.gov/chemistry/ online sayfasından ve emniyet özellikleri ASHRAE Standard 34-2010 (Designation and Safety Classification of Refrigerants) standardından elde edilmiştir. Sonuçlar soğutma uygulamalarında, ejektörlerin tasarımı için HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)'in yararlı bir araç olduğunu göstermektedir.

Anahtar Kelimeler : Ejektörlü soğutma sistemleri, ejektör geometrisi ve yapısı, sayısal analiz, soğutma etkinlik katsayısı (COP), evre dostu soğutucular.

Bilim Kodu : 914.1.002

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

A NUMERICAL INVESTIGATION OF EJECTOR REFRIGERATION SYSTEM USING DIFFERENT WORKING FLUIDS

Hasan MULCAR

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Emrah DENİZ

June 2014, 142 pages

Using low grade waste heat from renewable energy or energy processes to drive the cycle an ejector refrigeration system will reduce the electrical energy consumption used to power vapour compression refrigeration systems, potentially reducing the emissions of greenhouse gasses that are associated with the production of electricity from fossil fuel burning power plants. Therefore ejector refrigeration systems seem to be the most appropriate system for large scale refrigeration in the present energy and environmental situation. However, it usually has a very low coefficient of performance (COP), and this becomes the critical issue and disadvantage of this system. Mainly, the ejector performance directly affects the refrigerating performance. Therefore, an investigation on the characteristics and an efficient design of the ejector are important to improve ejector refrigeration systems.

Investigations were carried out by many researchers for analyzing the performance of the system and its components with few selected organic and inorganic refrigerants. Ozone depletion and possible global warming by hydrochlorofluorocarbons (HCFC) and chlorofluorocarbons (CFC) as synthetic refrigerants have become international issues due to the potential harm to the environment. With the phasing-out of CFCs and HCFCs on the basis of the Montreal and subsequent international Protocols, efforts are being carried on for identifying environment friendly refrigerants and their adaptability to ejector refrigeration system. In order to improve the performance of an ejector, the flow characteristics through it should be clearly explained. In order to realize environmental refrigerant which will improve performance of an ejector, created and solved a geometry, corresponding an experimental apparatus that operates using R-236fa which has a two-dimensional, axi-symmetric model of a supersonic ejector, using by a commercially available ANSYS FLUENT 12.1 code. CFD (Computational Fluid Dynamics) can predict ejector performance very well and reveal the effect of operating conditions on an effective area that is directly related to its performance. However, the impact of varying operating conditions (especially by generator temperatures) on the ejector entrainment ratio at critical condenser pressure was investigated applying different refrigerants. Comparison of performance of ejector with environment friendly refrigerants, for these fluids: R-134a, R-152a, R-236fa, R-717, R245fa, R-600a, R-290, R-1270, R-438A and R1234yf, is made. The results show that CFD is a useful tool in the design of ejectors for refrigeration applications. Saturated vapour refrigerant properties were evaluated using by online www.webbook.nist.gov/chemistry/ and properties of safety had taken using by online ASHRAE Standard 34-2010.

Key Words : Ejector refrigeration systems, construction and geometry of ejector, numeric analysis, coefficient of performance (COP), environmental refrigerants.

Science Code : 914.1.002

TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam sũresince engin bilgi ve tecrũbelerinden faydalandığım, her aşamada bana yardımcı olan ve destek veren sayın hocam Doç. Dr. Emrah DENİZ'e ve tez çalıőmasının sayısal analiz teori ve uygulamasında değerli bilgi ve gũrũőlerini benden esirgemeyen sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Kamil ARSLAN'a derin Őukranlarımı sunarım.

Sevgili eőime ve aileme manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tũm kalbimle teőekkũr ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KABUL.....	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xv
BÖLÜM 1.	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	5
LİTERATÜR İNCELEMESİ.....	5
2.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR İLE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ	5
2.2. PARAMETRİK VE TEORİK UYGULAMALAR İLE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ.....	11
2.3. HAD İLE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ	19
2.4. SİMÜLASYON MODELİ KULLANILARAK SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	28
BÖLÜM 3.	30
EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ.....	30
3.1. DÜŞÜK SEVİYELİ ENERJİ KULLANIMI İÇİN EJEKTÖR SOĞUTMA ÇEVİRİMİ.....	34
3.2. EJEKTÖRÜN ÇALIŞMA PRENSİBİ	35
3.2.1. Ejektörlü Bir Soğutma Sisteminde Ejektörün Geometrik Modeli	38
3.2.2. Ejektör İçerisinde Boğulma Olayı.....	39

	<u>Sayfa</u>
3.2.3. Ejektör İçerisindeki Tersinmezlikler	41
3.2.4. Sistem Karakteristiği	43
3.2.5. Ejektörlü Soğutma Sistemlerin Performans Karakteristiği (Termodinamik Yapısı)	45
3.2.6. Karakteristik Soğutucuların Seçimi	50
3.2.6.1. Temel Kavramlar	52
3.2.6.2. Kimyasal Kompozisyonlarına Göre Soğutucu Akışkanlar	57
3.2.7. İşletme Şartları	66
BÖLÜM 4.	70
EJEKTÖRLÜ MODELLERDE SON GELİŞMELER.....	70
4.1. SOLAR EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ.....	72
4.2. YENİ MELEZ EJEKTÖR SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİ.....	73
4.3. TEK FAZLI MODELLER.....	75
4.4. İKİ FAZLI MODELLER	76
4.5. HAD İLE MODELLEME.....	77
4.6. SÜREKLİ OLMAYAN AKIŞ MODELLERİ	79
4.7. ÖN SOĞUTUCULU VE ÖN ISITICILI BUHAR-JET SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	80
4.8. MEKANİK BASINÇ SÜPÜRÜCÜLÜ BUHAR-JET SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	81
4.9. EJEKTÖR'ÜN GEOMETRİK İYİLEŞTİRİLMESİNDE SON GELİŞMELER	82
4.9.1. Ejektör Alan Oranı	82
4.9.2. Nozul Çıkış Konumu (NXP)	83
4.9.3. Karışma Odası Yakınsama Açısı	84
BÖLÜM 5.	85
SAYISAL MODELLEME	85
5.1. HAD UYGULAMA METODU	86
5.1.1. Geometrik Modelin Ve Sayısal Ağın (Hücre Örgüsü) Oluşturulması.....	87
5.1.1.1. Geometrinin Oluşturulması	89
5.1.1.2. Hücre Tipi İle Ağ Örülmesi	90

	<u>Sayfa</u>
5.1.2. Türbülans Modelleri.....	93
5.1.2.1. Türbülans Modeli Seçimi.....	94
5.1.2.2. Standard k-ε Modeli.....	95
5.1.3. Çalışma Akışkanı Özellikleri.....	96
5.2. EJEKTÖR TASARIM ANALİZİ	96
5.3. HAD SONUÇLARI.....	101
5.3.1. Nümerik Analiz.....	101
5.3.1.1. Sınır Şartları	103
5.3.1.2. Sonlu Hacimler Yöntemi	104
5.3.2. Korunum Denklemleri.....	107
5.3.2.1. Türbülanslı Navier-Stokes Denklemleri	108
5.3.2.2. Türbülanslı Kinetik Enerji İçin k-ε Denklemi.....	110
BÖLÜM 6.	114
SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	114
6.1. SABİT İŞLETME ŞARTLARI ALTINDAKİ SİMÜLASYON SONUÇLARI.....	115
6.2. ÇEVRE DOSTU SOĞUTUCU AKIŞKANIN BELİRLENMESİ.....	127
6.3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	129
KAYNAKLAR.....	132
ÖZGEÇMİŞ.....	142

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi üzerinde bir ejektörün üç farklı uygulamasının şematik gösterimi	32
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi üzerinde bir ejektörün üç farklı uygulaması için P-h diyagramı.....	33
Şekil 3.3. Ejektörün şematik görünüşü.....	35
Şekil 3.4. Ejektörlü soğutma sisteminin şematik görünüşü.....	35
Şekil 3.5. Bir ejektörün tasarım elemanları	36
Şekil 3.6. Bir ejektörün iç geometrisi boyunca oluşan basınç-hız değişimleri ve ejektör içindeki akış karakteristikleri	37
Şekil 3.7. Ejektör boğazında oluşan etkili alan.....	40
Şekil 3.8. Bir CRMC ejektör geometrisi	43
Şekil 3.9. Ejektör tasarımında sabit alan karışma modeli	44
Şekil 3.10. Sabit basınç karışma modeli	45
Şekil 3.11. Ejektör Soğutma Sistemi'nin termodinamik yapısı	47
Şekil 3.12. Ejektör yapısı	47
Şekil 3.13. CFC'lerin Ozon Tabakası üzerine etkileri.....	53
Şekil 3.14. Birincil nozul boyunca soğutucunun genleşme prosesi.....	56
Şekil 3.15. Kimyasal kompozisyonlarına göre günümüze kadar değişen soğutucu akışkan periyodu.....	58
Şekil 3.16. Bir ejektör içindeki operasyonel modlar	68
Şekil 4.1. Ayrı döngüleri ile solar ejektörlü sistemin şematik diyagramı	73
Şekil 4.2. Birleştirilmiş buhar-jet soğurmalı çevrim.....	74
Şekil 4.3. Bir ön soğutmalı ve bir ön ısıtmalı ejektörlü soğutucu sistem.....	80
Şekil 4.4. Süpürücülü ejektörlü soğutma sistemi.....	81
Şekil 5.1. Bu çalışmada kullanılan geometri modeli.....	89
Şekil 5.2. Ejektör geometrisinde ağ oluşturma tipleri.....	91
Şekil 5.3. GAMBIT yazılımı ile geometrinin dörtgensel tip hücre ile ağ örgüsü.....	93
Şekil 5.4. Bu analizde kullanılan terminolojinin ses üstü bir ejektör şemasında gösterilişi.....	97
Şekil 5.5. Belirlenen sınır koşulları ile sabit basınç ejektör geometrisi	99

Şekil 5.6. Tasarım işletme şartları ve $T_{CO^*}=30$ °C için farklı alan oranlarında belirlenen iyileştirilmiş sürüklenme oranları	99
Şekil 5.7. Bu çalışmada HAD analizi için belirlenen iyileştirilmiş tasarım işletme şartları	100
Şekil 6.1. Deney ile sayısal sonucun karşılaştırılması	115
Şekil 6.2. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-134a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	116
Şekil 6.3. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-152a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	117
Şekil 6.4. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-236fa olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	118
Şekil 6.5. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-245fa olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	119
Şekil 6.6. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-290 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	120
Şekil 6.7. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-438A olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	121
Şekil 6.8. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-600a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	122
Şekil 6.9. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-1234yf olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	123
Şekil 6.10. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-1270 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	124
Şekil 6.11. $T_{GE} = 85$ °C için; soğutucu akışkanı R-717 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.....	125
Şekil 6.12. Ejektör performansı üzerinde değişen jeneratör sıcaklıkları ile işletme şartlarının etkisi	128
Şekil 6.13. Ejektör performansı üzerinde belirlenmiş işletme şartlarının etkisi.....	130

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1. Bazı seçilen modeller için işletme şartları ve simülasyon sonuçları	28
Çizelge 3.1. Ejektör içinde çalışma akışkanının sıcaklık ve faz aralığı.....	33
Çizelge 3.2. Soğutucu akışkan emniyet grupları	54
Çizelge 3.3. Soğutucu akışkanların özelliklerinin karşılaştırılması.....	64
Çizelge 5.1. Ağ uyumluluğu için belirlenen ağ sayıları.....	92
Çizelge 5.2. Uyumluluk elde edilen ağ yoğunluğu.....	92
Çizelge 5.3. R-236fa akışkanı için tasarım işletme şartları.....	98

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

x	: eksenel koordinat
r	: radyal koordinat
u	: eksenel hız (m/s)
v	: radyal hız (m/s)
div, grad	: diferansiyel
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: türbülans Prandtl sayıları
G_k	: türbülans kinetik enerji üretimi
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$: sabit katsayılar
R_m	: sürüklenme oranı
Γ	: türbülans yayılma katsayısı
μ	: dinamik viskozite (kg/m.s)
μ_t	: türbülans Eddy viskozite (kg/m.s)
τ_w	: duvardaki kayma gerilmesi (N/m ²)
R_t	: türbülanslı Reynolds sayısı
u_T	: duvar kayma hızı (m/s)
\dot{m}	: kütleli debi (kg/s)
T	: sıcaklık (°C)
A	: alan (mm ²)
ω	: emme (debi) oranı
η	: termik verim (%)
\dot{W}	: mekanik işin miktarı (kW)
h	: özgül entalpi (kJ/kg)
m	: kütle (kg)
ϕ	: alan oranı
d	: çap (mm)

F_x, F_y	: momentum kaynakları (dış fiziksel kuvvetler)
c_p	: sabit basınçta buharın ısı kapasitesi (J/kg.K)
s	: entropi (kJ/kg K)
θ	: karışma odasının yakınsak açısı ($^\circ$)
n	: sıkıştırılabilirlik faktörü
P	: statik basınç (Pa)
t	: zaman (s)
ρ	: yoğunluk (kg/m^3)
g	: yerçekimi ivmesi (m/s^2)
V	: hız (m/s)
l	: uzunluk (mm)
Φ	: sürtünme kaybı katsayısı
U	: ortalama akış hızı (m/s)
k	: türbülanslı kinetik enerji (m^2/s^2)
$u(x), v(y)$: eksen yönündeki hızlar
ϵ	: türbülans yayılma (dağılma) oranı (m^2/s^3)
\dot{Q}	: transfer edilen ısı akış miktarı (kW)
\bar{u}	: ortalama hızın x bileşeni
\bar{v}	: ortalama hızın r bileşeni
u'	: çalkantının x bileşeni hızı (m/s)
v'	: çalkantının r bileşeni hızı (m/s)
y^+	: duvara olan boyutsuz uzaklık

Alt İndis

1	: birincil akış
2	: ikincil akış
EV	: evaporatör
GE	: jeneratör
CO	: kondenser
e	: emme odası
SM	: soğutma makinası

mek : mekanik
* : ejektörün kritik durumu
m : karışma odası
t : ana nozul boğazı
pr : tersine çevrilebilir pompa
com : sıkıştırma
exp : genişleme
k : karışım

KISALTMALAR

- 2-D : İki Boyutlu
3-D : Üç Boyutlu
1-D : Bir Boyutlu
VJRS : Buhar-Jet Soğutma Sistemi (Vapour-Jet Refrigeration System)
CRMC : Sabit Oranlı Momentum Değişimi (Constant Rate of Momentum Change)
ODP : Ozon Tüketme Potansiyeli (R11'e bağlı olarak) (Ozone Depletion Potential (relative to R11, R11=1))
GWP : Küresel Isınma Potansiyeli (CO₂'e bağlı olarak) (Global Warming Potential (relative to CO₂))
OASI : Ozon Eylem Özel Kurulu (Ozone Action Special Issue)
CMA : Sabit Karışma Alanı (Constant Mixing Area)
COP : Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
ECS : Ejektör Soğutma Sistemi (Ejector Cooling System)
NXP : Nozul Çıkış Konumu (Nozzle Exit Position (m))
CFD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
OTİM : Ozon Tüketici/İnceltici Madde
CFC : Kloroflorokarbon (Chloro Fluoro Carbon)
HFC : Hidroflorokarbon (Hydro Fluoro Carbon)
HCFC : Hidrokloroflorokarbon (Hydro Chloro Fluoro Carbon)
R : Soğutucu Akışkan (refrigerant)
NIST : Ulusal Teknoloji ve Standartlar Enstitüsü (National Institute of Standards and Technology)
AB : Avrupa Birliği
CPU : Bilgisayar işlemci ünitesi (computer processor unity)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bugün küresel ölçekte ülkelerin sosyo-ekonomik kalkınmalarının önündeki en büyük tehditlerden birisi; fosil yakıtların yoğun bir şekilde kullanımı ile başta karbondioksit olmak üzere, atmosfere salınan sera gazlarının giderek birikmesi dolayısıyla bu gazların, güneşten gelen kısa dalga boyundaki radyasyonun taşıdığı ısı enerjisini geçirmeleri ve geçirdikleri bu enerjinin atmosferin alt kısımları ve yeryüzü tarafından emilmesi sonucu yer küre ısısının artması ile ortaya çıkan “iklim değişikliği” kavramıdır. Bu sorun; soğutucu akışkanların üretimi ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi önemli konuların kontrol altına alınmasını gerektirerek birçok ülkede düşük karbon ekonomisine geçiş sürecini başlatmıştır [1]. Bu kapsamda ozon tabakasını koruma ve iklim değişikliği ile mücadele başlığı altında 1987 yılının Eylül ayında Kanada'nın Montreal şehrinde ozon tabakasını tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınabilmesi amacıyla yirmi dört ülke ve Avrupa Ekonomik Topluluğu ülkeleri (AB) arasında protokol yapılmıştır. “Ozon Tabakasını Tüketen Maddelere Dair Montreal Protokolü” (Viyana Sözleşmesi) ile eklenen güncellemeleri; gerek ozon tabakasının tükenmesindeki ve gerekse küresel ısınma konusundaki tetikleyici rolü nedeniyle, geniş bir şekilde soğutma ve iklimlendirme sektöründe kullanılan, Kloroflorokarbon (CFC) ve Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu halojenli organik bileşik esaslı soğutucu gazların aşamalı olarak kullanımına son verecek şekilde azaltım takvimini ve oranlarını belirlemiştir. Bu şekilde CFC ve HCFC grubu gazların; kullanımları ve üretimleri kontrol altına alınarak, bu gazların yerlerini alacak alternatif maddelerin ve teknolojilerin araştırılıp geliştirilmesi hedeflenmiştir. Bununla birlikte Japonya'nın Kyoto kentinde 11 Aralık 1997 yılında yapılan 3. Taraflar Konferansında, atmosferde sera gazı emisyonlarının iklim sistemi üzerindeki olumsuz etkilerini önlemek üzere, dünya çapında sera gazlarının azaltılması için bağlayıcı hedefler

içeren “Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi’ne İlişkin Kyoto Protokolü” imzalanmıştır. Kyoto Protokolü ile gelişmiş ülkeler, 2008–2012 döneminde sera gazı emisyonlarını 1990 yılı seviyesinin en az % 5 altına indirme taahhüdünde bulunmuştur [2]. Ayrıca, Avrupa Parlamentosu ve Konseyinin 17 Mayıs 2006 tarihli “Avrupa Birliği Mobil İklimlendirme Yönergesi” doğrultusunda mobil iklimlendirme sistemleri ile ilgili olarak getirilen kısıtlamalar kapsamında; 1 Ocak 2017 tarihinden itibaren tüm yeni taşıtlarda R (Soğutucu)-134a’nın kullanımı tamamen yasaklanacak olup ancak GWP (küresel ısınma potansiyeli) değeri 150 (CO₂ eşdeğeri) ve altında olan soğutucu akışkanların kullanılmasına izin verilecektir [3]. Bununla birlikte OTİM (Ozon Tüketici/İnceltici Madde) içermeyen teknoloji seçim süreci kapsamında, sahip olduğu yüksek GWP değeri ve yanıcılık/patlayıcılık gibi riskleri sebebiyle hidroflorokarbonların (HFC) kullanımını önlemek amacıyla mevcut sistemlerde kullanılan konvansiyonel soğutucu akışkanlara alternatif olacak; karbondioksit, amonyak, hidrokarbonlar, R-152a, R-1234yf gibi küresel ısınma potansiyeli düşük olan, ozon tabakasına zarar vermeyen ve iklim yararını gözetilen yeni kimyasalların belirlenmesi ile ilgili çalışmalara yoğunlaşmaktadır [4].

Sera gazları arasında en önemlisi olan CO₂ (karbondioksit) emisyonlarının, fosil yakıtların (birincil enerji kaynakları) kullanılmasından kaynaklanması enerji sektörünü odak noktası haline getirmektedir. Bu nedenle enerji sektöründe değişim yaratan bir süreci tetikleyen geniş bir küresel tepki oluşmuştur. Dolayısıyla dünyanın birçok ülkesinde yeni enerji üretim yatırımları artık temiz enerji odaklı olmaktadır. Sanayileşmiş dünyada, her geçen gün artan enerji ihtiyaçlarının karşılanmasına yönelik olarak mevcut fosil kaynakların tükenebilir olması, fosil yakıtlardaki maliyet artışları ve fosil yakıtların çevreye verdiği zararlar, küresel ısınma ve iklim değişikliğine yönelik önlemler çerçevesinde yenilenebilir enerjiyi stratejik sektör konumuna getirmiştir. Dolayısıyla; biyokütle (biyoyakıt), hidrolik enerji, rüzgar enerjisi, güneş, jeotermal enerji ve diğer yenilenebilir enerji teknolojilerinin kullanımı yaygınlaşmıştır [5].

Üretilen ısının kaynağı bakımından soğutma sistemlerinin tahriği, yenilenebilir enerji santrallerinden açığa çıkan atık ısının veya solar ısı enerjisi gibi düşük seviyeli ısının kullanılması ile gerçekleştirilebilir ve bu durum absorpsiyon, adsorpsiyon ve buhar-

jet (ejektör) çevrimlerini içeren soğutma sistemi uygulamalarında alternatif yeni çalışma akışkanlarının işletilmesi sayesinde, fosil yakıtların tüketiminin düşürülmesinde dolayısıyla soğutmanın çevre üzerindeki etkisinin azaltılmasında önemli ve etkili bir yol olarak görülmektedir.

Geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin büyük bir çoğunluğu, fosil yakıtların yakılması sonucunda üretilen elektrik enerjisi aracılığıyla tahrik edilir. Bunun neticesinde hava kirliliği ve sera gazı emisyonları oluşur. Fosil yakıt tüketimi nedeniyle bu tip çevrimler çevreye zarar verici birer tehdit olarak görülmektedirler. Isı enerjisi tahrikli soğutma sistemleri, yenilenebilir enerji kaynaklarından (jeotermal enerji, güneş enerjisi, vb.) faydalanması ile enerjinin verimli kullanımı açısından çekici ve elektrik enerjisinin tüketiminde önemli bir tasarruf sağlaması sebebiyle çevreye kirlenici gazların azaltılmasında etkin bir role sahip olabilir [6]. Hem absorpsiyonlu çevrimli hem de ejektörlü çevrimli model soğutucular, düşük seviye ısı enerjisi aracılığı ile tahrik edilebilir. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri kimyasal bir absorpsiyon prosesi kullanır ve bu yüzden tasarımları oldukça karmaşık bir süreç gerektirir. Absorpsiyonlu sistemlerin önemli bir dezavantajı, sistemi fonksiyon dışı bırakmaya neden olan ısı kaynağı sıcaklığını en düşük seviyeye düşüren bir çıkışın olmasıdır. Absorpsiyonlu sistem ile karşılaştırıldığında, bir ejektör sistemi; konstrüksiyon, bakım ve montaj basitliğinden ötürü daha ucuzdur, üstelik iki bileşenli bir çalışma akışkanı (çalışma akışkanı çifti) kullanımına ihtiyaç duymaz. Bu tip sistemlerin ana dezavantajları ise, düşük performans katsayılı (COP) olmalarıdır. Söz konusu sistemlerin ana elemanı, sağlam olan ve hareketli parçaları bulunmayan ejektördür [7].

Gelişen ve değişen enerji anlayışı kapsamında, ejektörlü bir soğutma sisteminde konvansiyonel soğutuculara alternatif olarak geliştirilen ekolojik etkisi düşük yeni soğutucular ile dikkatli bir çalışma yapmak gereklidir. Bu nedenle, mevcut çalışmanın amacı; buhar-jet soğutma sistemlerinin performans parametrelerini iyileştirmek için en uygun çevre dostu akışkanın bulunmasıdır. Bunun için, buhar-jet içerisindeki akış prosesinin anlaşılması gereklidir. Buhar-jet soğutma sistemlerinde kullanılabilme yeteneği olan yeni “çevre dostu” çalışma akışkanlarının test edilmesi ile Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak akış fizikleri anlaşılabilir

ve elde edilen verilerden ejektörün tasarımı iyileştirilebilir ve geliştirilebilir. Çalışma için öncelikle geleneksel tasarım metodu kullanılarak literatür araştırmaları içinden seçilen çalışma akışkanına göre belirlenen deneysel işletme parametrelerini karşılayan ejektör modellenmiştir. Daha sonra deneysel sonuçlarla uyumlu olacak şekilde ağ uygunluğu seçilerek başka çevre dostu soğutucu akışkanlar analiz edilmiştir. Aralarından olası en büyük verimliliği sağlayan akışkan, en uyumlu çevre dostu soğutucu akışkan olarak belirlenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR İNCELEMESİ

Ejektör performansını etkileyen en önemli üç faktör; işletme şartları, ejektör geometrisi ve soğutucu akışkan özellikleridir [7,8]. Bu sebeple, son yıllarda ejektör performansının iyileştirilmesi için bu üç faktör üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Yapılan çalışmalarda, özellikle soğutucu akışkan seçiminin ejektör performansının arttırılabilmesinde önemli ölçüde katkı sağladığı görülmüştür. Bu bölümde buhar-jet teorisi ve uygulamaları kapsamında, ejektör içerisinde akış proseslerinin anlaşılması ile ilgili geçmiş araştırmalara; sayısal araştırmalar, çalışma akışkanları ve sistem iyileştirilmesinde uygulanan metodlar biçiminde kategorilendirilerek yer verilecektir.

2.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR İLE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ

Aktoprakoğlu; tahrik lülesi konumunun ve karışma odası kesit alanının tahrik lülesi boğaz alanına oranı olan alan oranının, soğutucu akışkan olarak R-123 seçilen ejektörlü soğutma sisteminin soğutma kapasitesine ve performans katsayısına etkisini deneysel olarak incelemiştir. 6.5 ile 11.5 arasında değişen alan oranı aralığında, farklı iki karışma odası için üç alan oranında ayrı ayrı en uygun tahrik lülesi konumu ve evaporatör sıcaklığı 10 °C ve kondenser basıncı 125 kPa değerinde en uygun buhar üretici sıcaklıkları bulunmuştur. Bu en uygun sıcaklığın, belirtilen alan oranı sahasında yaklaşık 83 °C ile 103 °C arasında değiştiği gözlenmiştir. 103 °C'lik buhar üretici sıcaklığında yaklaşık % 40'lık bir performans katsayısı elde edilmiştir. Ayrıca sabit alan oranlarında çalışma parametrelerinin sistemin performansına etkisini de incelemişlerdir. Sabit alan oranında evaporatör sıcaklığı ve kondenser basıncı sabit tutulup buhar üretici sıcaklığı değiştirilince en uygun sıcaklığa kadar performans katsayısının arttığı, bu sıcaklıklardan daha büyük sıcaklıklarda bu katsayının azaldığı

gözlenmiştir. Karışma odası değiştirilmeden sesüstü lülesi değiştirilerek alan oranı değiştirildiğinde daha yüksek alan oranlarında daha büyük performans katsayısı elde edilmiştir. Alan oranı düşük olduğu zaman en uygun performans katsayısı daha düşük buhar üretici sıcaklıklarında sağlanabilmiştir [9].

Chunnanond ve Aphornratana; deneysel bir buhar ejektörlü soğutma sistemini tasarlamışlardır. Yaptıkları çalışmada, birincil nozulun konumunu içerecek şekilde; geometrinin, aşırı ısıtılmış birincil akışkan seviyesinin ve işletme şartlarının sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemeyi amaçlamışlardır. Analiz edilen deneysel bilgi sonucunda; üç yeni parametre tanıtılmıştır: Genişleme açısı, Etkili konum ve Şok konumu. Bu üç parametre, buhar ejektörü boyunca karışma ve akış karakteristiğini açıkça anlatabilmiştir. Ejektörlü bir soğutucunun performansı ile ilgili aşağıdaki iki parametrenin varlığını tespit etmişlerdir [10]:

- a) Karışma odası boyunca ilerleyen ikincil akış miktarı, sistemin performansına ve soğutma kapasitesine karar verir.
- b) Karışım akımının momentumu kritik kondenser basıncına işaret eder.

Yapılan çalışma ile, jeneratör basıncını azaltarak ve daha küçük bir nozul kullanarak, nozulu karışma odasından uzaklaştırdıklarında genişleyen dalganın genişleme açısını düşürebilecekleri gösterilmiştir. Böylece, daha yüksek COP ve soğutma kapasitesi elde edebilmek için daha fazla miktardaki ikincil akış, daha uzun ve daha geniş sürüklenme kanalı boyunca emilebilmiştir. Sürüklenme kanalının genişletilmesi etkili konumun aşağı doğru hareket edebilmesi ile incelenmiştir. Diğer taraftan, düşük seviyeli ikincil kütlenin daha geniş bir parçası karışım akımının momentumunu düşürmektedir. Şok konumu yukarıya hareket edeceğinden ejektör daha düşük bir kondenser basıncında işletilmiştir. Bununla beraber, sistem performansı, sistem sadece daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığında işletildiğinde, kritik kondenser basıncı ile birlikte artmıştır. Daha yüksek buharlaştırıcı sıkıştırma etkisinden kaynaklı daha uzun sürüklenme kanalı, buharlaştırıcıdan itilen ikincil akışkanın daha geniş miktarlarını taşıyabilmiştir. Bu nedenle, sistem daha yüksek bir performans katsayısına ve soğutma kapasitesine sahip olmuştur. İşletme şartları,

nozulun konumu ve boyutu gibi pek çok faktörün sistem performansını etkilediği gözlenmiştir. Bu çalışmadaki deneysel sonuçlar; Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodundan alınan sonuçları değerlendirmek için kullanılabilir.

Üçgül İ. çalışması ile; güneş enerjili kaynakların, soğutma gibi pek çok alanda kullanılabilme potansiyelinin var olduğunu ve çevresel etki ile ekonomik boyutlar birlikte düşünüldüğünde aslında en uygun çözümlerin yenilenebilir enerji destekli sistem uygulamalarında olduğunu sayısal olarak ortaya koymuştur. Çalışmada örnek uygulama olarak, Türkiye'nin elma üretiminin 1/5'ini karşılayan Isparta ilinde yoğun olarak kullanılan elma soğuk depolama tesisleri seçilmiştir. Bu araştırma ile soğuk depolamada, güneş enerjili ejektörlü soğutma sistemi uygulamasının çevresel ve ekonomik avantajları; termodinamik, ekonomik ve çevresel analizlerle ortaya konulmuştur. Geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin, 1 kWh soğutma etkisi üretimi için 0,585 kg miktarında (CO₂) karbondioksitin atmosfere salınmasına sebep olduğu ve ayrıca 1 kWh soğutma etkisi için maliyetin, ejektörlü sistemde 0,016 Euro/kWh ve geleneksel soğutma sisteminde 0,178 Euro/kWh olduğu belirlenmiştir [11].

Deng J. vd.; kritik geçişli CO₂ ejektör genişleme çevriminin soğutma çıkışını ve COP'sini sistemin detaylı bir termodinamik modeline dayanarak analiz etmişlerdir. Daha sonra ejektör genişleme çevrimi performansı, geleneksel bir buhar sıkıştırımlı ve iç ısı eşanjörü sistemi çevrimleri ile karşılaştırılmıştır. Analizler sonucunda şu sonuçlara ulaşılmıştır [12]:

- a) Verilen ayarlanmış işletme şartları ile çalışan sürekli bir sistem için ejektör genişleme çevrimi, tek bir ejektör sürüklenme oranına sahiptir. Üstelik sistem, en büyük sistem soğutma COP'sini veren bir en uygun ejektör sürüklenme oranına sahiptir.
- b) Ejektör genişleme çevrimi performansı, işletme şartlarına karşı çok hassastır. Yapılan çalışmada; yüksek basınçlı tarafın, evaporatör sıcaklığının, gaz soğutucu çıkışındaki CO₂ sıcaklığının, ejektör sürüklenme oranının, nozulun, çevrim üzerinde soğutma COP'sinin difüzör etkileri karşılaştırılmıştır.

Kritik geçişli CO₂ ejektör genişleme çevrimi ile yapılan bu deneysel çalışma ile sistem performansında % 25 iyileştirme sağlanabildiği gösterilmiştir. Başka pek çok deneysel çalışmada % 8'den fazla iyileştirme, sistem işletme şartlarında en uygun bir ejektör tasarımı ile karşılaştırma yapılmadığı için sağlanamamıştır.

Huifan Z. ve Xiaowei F.; yaptıkları çalışmadan şu sonuçları elde etmişlerdir [13]:

- a) Jeneratör sıcaklığı, COP ve güneş tahrikli ejektörlü soğutma sisteminin enerji verimlilik oranı zamanla dalgalanır ve jeneratör sıcaklığı başlangıçta artar sonra ise düşer ve en sonunda güneş radyasyonunun etkisi altında artar. Ortalama olarak ejektör verimlilik oranı 3,5'e kadar çıkabilmektedir ve en büyük değer olarak 3,94 okunmuştur, bu yüzden güneş tahrikli ejektörlü soğutma sistemleri, iklimlendirme sistemleri için avantajlı olduğu kadar uygulamada da mümkündür.
- b) Güneş tahrikli ejektörlü soğutma sistemi çalıştırıldığında; sistemin soğutma kapasitesi, güneş radyasyonuna ve çıkış sıcaklığına göre oransal değildir ve COP ve ejektör verimlilik oranı, çıkış sıcaklığından, güneş radyasyonundan, jeneratör sıcaklığından ve kondenser sıcaklığından etkilenecektir. Bu nedenle bu parametreler, güneş tahrikli ejektörlü soğutma sistemi hakkında kontrol stratejisi için teorik bir temel sunmaktadır.

Meyer A.; çalışmasında küçük ölçekli bir buhar-jet ejektör deneysel düzeneği tasarlayıp test etmiştir. Bir buhar-jet ejektörün fonksiyonunu yöneten şu parametrelerin varlığını belirlemiştir; jeneratör, evaporatör sıcaklıkları, kritik kondenser basıncı, birincil nozul çıkış konumu ve birincil ile ikincil nozul boğaz çapları oranını veren alan oranı. Kritik kondenser basıncının altında bir kondenser basıncının ve aşırı kızgın birincil akımın varlığının, sistemin işletilmesi üzerinde bir etkisinin olmadığı gözlenmiştir. Deneysel sonuçlardan, bir buhar-jet ejektörünün 100 °C'nin altındaki jeneratör sıcaklıklarında işletilmesinin mümkün olduğu belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda güneş tahrikli bir buhar-jet iklimlendirme sisteminin, geleneksel buhar sıkıştırımalı iklimlendirmelerle

karşılaştırıldığında uygulanabilirlik yönünden hem pratik hem de ekonomik bir yol olduğu fark edilmiştir [14].

Yapıcı R. vd. yaptıkları çalışmada; ejektör alan oranının bir fonksiyonu olarak en uygun jeneratör sıcaklığını, çalışma akışkanı olarak R-123 kullanılan ejektörlerin verilen evaporatör ve kondenser şartlarında teorik ve deneysel uygulamalarını silindirik karışma odası ile kararlaştırmışlardır. Belirli bir ejektör alan oranı için, ejektör soğutma sisteminden en büyük COP'nin elde edileceği en uygun bir jeneratör sıcaklığının mevcut olduğu tespit edilmiştir. Jeneratör sıcaklığı, alan oranını karşılayan en uygun değerden daha düşük olduğunda, COP oldukça hızlı keskin bir düşüşe maruz kalmıştır. En uygun alan oranının, çalışılan aralıktaki jeneratör sıcaklığı ile yaklaşık doğrusal biçimde arttığı gözlenmiştir. En uygun deneysel sonuçlar, teorik hesaplama içinde % 90 olarak alınan birincil nozul ve difüzör verimliliklerinde, en uygun teorik sonuçlar ile oldukça uyumlu bulunmuştur [15].

Riffat S. vd. yaptıkları çalışma ile; birincil nozul konumuna doğru bir muylunun yürütülmesi sonucu azalan birincil akış nedeniyle soğutma kapasitesinin düşeceğini göstermişlerdir. En uygun alan oranı ile ilişkili, en uygun bir sürüklenme oranı ve COP olduğunu tespit etmişlerdir. Kritik çıkış basıncı, muylu konumunun ilerleyişi ile önemli miktarda artmıştır. Soğutma kapasitesini kapsayan sistem performansının, sürüklenme oranının ve COP'nin, evaporatör sıcaklığı ile dikkate değer bir şekilde arttığını fark etmişlerdir. Bununla birlikte kritik çıkış basıncının, evaporatör sıcaklığının artışı ile yavaşça arttığı gözlenmiştir. Birincil akış, jeneratör sıcaklığının artışı ile artmıştır. Bunun yanı sıra jeneratör sıcaklığı artışının, her zaman sistem verimliliğini arttırmadığı gözlenmiştir [16].

Selvaraju A. ve Mani A.; sistem performansı üzerinde; kondenser, evaporatör ve jeneratör sıcaklıklarının etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sürüklenme oranının, soğutma etkisinin ve performans katsayısının; ejektör yapısına ve jeneratör, evaporatör ve kondenser işletme sıcaklıklarına bağlı olduğunu belirlemişlerdir. Verilen bir ejektör yapısı için, en büyük sürüklenme oranını ve COP'yi veren, özel bir kondenser ve evaporatör sıcaklığında en uygun bir birincil buhar sıcaklığının varlığını fark etmişlerdir [17].

Sankarlal T. ve Mani A.; çalışma akışkanı amonyak olan bir ejektörlü soğutucunun performansının değerlendirilmesini, değişen işletme parametreleri ile deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Sürüklenme oranının, genişlemenin ve alan oranının artışı ile ve azalan sıkıştırma oranı ile arttığı, COP'nin ise tam tersine sıkıştırma oranının azalması ile arttığı gözlenmiştir. Nozulun ve karışma odasının çaplarındaki farklılıklara rağmen, ejektörlü soğutma sisteminin performansının sadece alan oranına bağlı olduğu gözlenmiştir [18].

Nehdi E. vd. çalışmalarında, üç tip güneş kolektörü kullanarak güneş tahrikli ejektör sisteminin performanslarını yaz ayları (Nisan-Eylül) boyunca incelemişlerdir. Güneş tahrikli ejektör sistemi analizlerinin, deneysel düzeltmeye ve kullanılan çevre dostu çalışma akışkanlarına bağlı olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki; çalışılan sistemin COP'si, güneş kolektörünün verimliliğinden ve tipinden ortalama olarak etkilenmiştir. Uygulanan soğutucu akışkanlar için; verilen işletme şartlarında en iyi performans R717 ile sağlanmıştır [19].

Pridasawas W. ve Lundqvist P. çalışmalarında; soğutma çevriminin COP'sinin ejektör alt sisteminin işletme sıcaklıklarından etkilendiğini oysa sistem ısıtma oranının esas olarak hem COP'den hem de güneş kolektör verimliliğinden etkilendiğini belirtmişlerdir. COP değişiminin, evaporatör sıcaklığı ile orantılı olduğu bulunmuştur. Sistem yüksek evaporatör sıcaklıklarında işletildiğinde verimlilik artmıştır. Kondenser sıcaklığındaki bir değişikliğin, sistem performansını güçlü bir şekilde etkilediği belirlenmiştir. Sistem fonksiyonunu korumak amacıyla, kondenser sıcaklığının kritik kondenser sıcaklığına denk veya daha düşük tutulması gerektiğini fark etmişlerdir [20].

Yapıcı R. çalışmasında ejektörlü soğutma sisteminin performansını; çalışma akışkanı olarak R123'ün kullanıldığı ve en uygun alan oranı olarak $\phi = 9,97$ değerinin alındığı sistem işletme şartlarında test edilen bir hareketli ejektör kullanarak kararlaştırmıştır. Eğer ejektör dikkatli bir şekilde tasarlanır ve iyi imalat teknikleri kullanılarak imal edilir ise, böylesi bir soğutma sisteminin performansı iyileştirilebilir olduğu belirlenmiştir. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları, pratik değerlendirmelere göre seçildiğinde, eğer en büyük soğutma kapasitesi sistemden

verimli şekilde sağlanır ise, sistem en uygun jeneratör sıcaklığında ve ejektör alan oranını karşılayan nozul konumunda işletilebildiği gözlenmiştir. Böylesi bir sistemin, bir jeneratörden alınan güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı gibi düşük seviyeli ısı kaynağı aracılığı ile tahrik edilerek, yerel iklimlendirme sistemi için işletilebileceği tespit edilmiştir [21].

2.2. PARAMETRİK VE TEORİK UYGULAMALAR İLE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ

Cizungu K. vd. çalışmalarında; bir ejektörlü soğutma sistemi içinde kullanılan bir jetin özel referansı ile iki fazlı ve tek fazlı jet kompresörünün tasarımı incelenmiştir. Literatürden verilen tasarım prosedürlerine karşıt olarak, ne sabit bir karışma odasının kesiti ne de karışma odası kesiti içinde sabit basınçta emilen akışların ve tahrik edilen karışmanın varsayımları uygulanmıştır. Geliştirilen model, her iki jet kompresörü boyunca ϕ (Alan Oranı), NXP/dt (Nozul Çıkış Konumu/Nozul Boğaz Çapı) ve lm/dm (Karışma Odası Uzunluğu/Karışma Odası Çapı) olarak kanal verimliliği, duvar sürtünmesi, momentum kayıpları, şok dalgaları ve karışma odasının konik parçası içinde uyarılmış akışın ivmelenmesi parametrelerini içermektedir. Jet kompresörünün ebatları geliştirilen model temelinde karşılaştırılmıştır ve durağan durumda jet soğutma sistemini karşılayan işletme davranışına karar verilmiştir. Sürüklenme oranı ve tüm ilgili boyutsal parametreler arasında yeni ve güvenilir bir etkileşim çekip alınarak, deneysel sonuçlar ile başarılı bir şekilde karşılaştırılmıştır. Verilen sınır şartları için, ejektörün en uygun geometrisi tasarlanmıştır. Tasarlanan ejektör geometrisi için ise, en uygun ısı şartlar karşılaştırılmıştır. Ejektör yapısının boyutlarının, işletme aralığının kararında baskın bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir [22].

Guo J. ve Shen H. G. yaptıkları çalışma ile, ofis binalarının iklimlendirilmesini sağlamak için güneş enerjisi tahrikli ejektörlü soğutma sisteminin performansını tahmin edecek dinamik bir model gerçekleştirerek birleşik bir metodu incelemişlerdir ve şu sonuçları kaydetmişlerdir [23]:

- a) Güneş enerjisi tahrikli ejektörlü soğutma sistemlerinde performans üzerinde jeneratör sıcaklığından çok kondenser sıcaklığının etkisi daha büyüktür.
- b) Geleneksel kompresör esaslı iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında, güneş enerjisi tahrikli ejektörlü soğutma sistemleri, ofis için gün ışığında iklimlendirme sağlamak amacıyla kullanıldığında elektrik enerjisinin % 75'den daha fazlasını muhafaza eder.
- c) Sistem ofis binaları için iyi bir enerji koruması sunar.

Cizungu K. vd.; yaptıkları çalışmada bir buhar-jet soğutma sisteminin bilgisayar simülasyonunu; kütle, momentum ve enerji denklemleri temelinde bir boyutlu model kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Sistemin simüle edilen performansı literatürden alınan deneysel performans bilgisi ile uyumlu bulunmuştur. Sistem performansının bir karşılaştırması, aynı ejektör geometrisi ve işletme şartları için, R123, R134a, R152a ve R717 gibi çevre dostu çalışma akışkanları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. $T_{GE} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ve aynı alan oranı değerleri için; R-123, R-134a ve R-152a, kendilerine ait en uygun değerlerinden uzakta iken R-717'nin en uygun değerine yaklaşarak en yüksek performansı verdiği gözlenmiştir. $\phi = 7$ değeri gibi daha yüksek alan oranlı ejektör geometrik parametreleri ve $T_{GE} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ gibi daha yüksek jeneratör sıcaklıkları için, R-717 ve R-134a soğutucu akışkanlarının aynı performans değerlerine sahip oldukları belirlenmiştir. Ayrıca yüksek COP elde edilmesi amacıyla, çalışma akışkanı R-134a ve R-152a olan ve $70 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{GE} \leq 85 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklık aralığında güneş enerjisi veya atık ısı gibi düşük seviyeli ısı kaynağı ile işletilen bir VJRS (Buhar-Jet Soğutma Sistemi) sistemi içinde, $5 \leq \phi \leq 8$ gibi yüksek ejektör geometrik parametreleri ile bir kombinasyon oluşturulabileceği tespit edilmiştir. Sonuçlar farklı jeneratör sıcaklıkları için sürüklenme oranının ve sistem verimliliğinin esasen ejektör alan oranına ve sıkıştırma oranına bağlı olduğunu göstermiştir [24].

Selvaraju A. ve Mani A. çalışmalarında; bir ejektörün boğulma modunda işletildiğinde daha yüksek sürüklenme oranları ile daha iyi bir performans elde edilebileceğini göstermişlerdir. Farklı işletme şartlarında bu performansı elde etmek

için, ejektör alan oranı değiştirilmiştir. Ejektör performansının analizi için, var olan bir boyutlu ejektör teorisine dayanan bir bilgisayar programı yazılmıştır. Program, sabit alan karışma odasındaki sürtünme etkilerini ve ejektör iç yapısındaki tersinmezliklerin yanında çalışma akışkanının özgül ısısındaki değişimleri de içerecek şekilde hazırlanmıştır. Simülasyon sonuçları, performans değerlerini değerlendirmek amacıyla, literatürden elde edilmiş deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. İşletme parametrelerinin, kritik ejektör alan oranı ve kritik sürüklenme oranı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Performans karşılaştırması; R-134a, R-152a, R-290, R-600a ve R-717 soğutucu akışkanları ile yapılmıştır. Kritik ejektör alan oranı, kritik sürüklenme oranı ve kritik COP parametrelerinin hemen hemen tüm seçili soğutucu akışkanlar için belirleyici olduğu ve bununla birlikte bu parametrelerin, farklı soğutucu akışkanlar için aynı işletme şartlarında farklı olacağı tespit edilmiştir. Seçilen soğutucu akışkanlar arasında diğer soğutucu akışkanlar ile karşılaştırıldığında, R-134a'nın daha iyi bir performans ve daha yüksek kritik sürüklenme oranı verdiği gözlenmiştir [25].

Ouzzane M. ve Aidoun Z.; soğutma ve ısı pompası için ejektörlerin detaylı simülasyonuna ve tasarımına izin veren bir model ve bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Bu simülasyonlar, soğutucu akışkanların termo-fizik ve taşınım özellikleri için NIST (Ulusal Teknoloji ve Standartlar Enstitüsü)'in alt programlarını kullanarak farklı soğutucuların geniş bir kapsamını ele almak için uyarlanmıştır. Programın tasarım versiyonu, işletmenin sabit şartları altında en uygun ejektör boyutlarına karar vermek için adapte edilmiştir. Simülasyon versiyonu gerçekte, ejektörün işletilmesini ve davranışını bir analiz aracı olarak ayarlanmış her şart altında tahmin edebilmiştir. En uygun ve fonksiyon dışı tasarım işletmesi için işletmenin niteliksel ve niceliksel çalışmaları ve performansı gerçekleştirilebilmiştir. Ejektör boyutlandırması ve işletimi için model öngörülerini, erişilebilir deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve açık bir şekilde uyumluluk sağlanmıştır. Ejektörün işletilmesi üzerindeki geometrik etkilerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Ejektör karışım odası çapının artması sonucu sürüklenme oranları ve kapasiteleri iyileştirilmiş fakat aynı oranda çıkış basınçları düşmüştür. Karışma odası uzunluğunun özellikle şok dalgası yoğunluğunun kontrolü için önemli olduğu tespit edilmiş olup; en büyük çıkış basıncı için ses üstü karışım akışının ses şartlarına

yakınlaştırılması amacıyla uzunluk ayarlanmıştır. Bu şartlar altında ejektör içinde daha az tersinmezlik ve aşırı ısı sınırlaması üretilmiştir. Ses üstü yakınsaklık kanalı içinde elde edilen en büyük izentropik sıkıştırma olayının, büyük ölçüde şok katılımını düşürerek difüzör içindeki basıncın yeniden toparlanmasını sağlayan böylesi bir birleşim ile, ejektör çıkışındaki basıncın genel olarak daha yüksek çıkmasına yol açtığı gözlenmiştir [26].

Elbel S. vd. çalışmaları ile; iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörleri dikkate alan son gelişmeleri tarihsel bir bütüncül bakış içinde sunmuşlardır. Etkili bir soğutma üretmek için düşük seviyeli enerji kullanan soğutma çevrimleri üzerine yapılan araştırmalar özetlenmiştir. Daha sonra bir başka önemli alan olarak, iki fazlı ejektörler aracılığı ile genişleyen işin korunması anlatılmıştır. Bu uygulamanın, kritik geçişli R-744 çevrimlerinde kullanılması çok iddialı görülmüştür. Yazarlar aynı zamanda iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörler ile ilgili ulaşılabilen kaynakların büyük kısmının, buhar-jet ejektörlerinin sayısal simülasyonlarını anlattığını fark etmişlerdir. Yayınlanan bir kısım ejektör akış teorisinin, boğulan akışın önemini ve şok dalgası olayını işaret ettiği belirlenmiştir. Bununla birlikte, kaynaklardan önemli miktarının, genişleyen işi kurtaran genişleme dalgası yerine iki fazlı ejektörlerin kullanılabilirliğine konu aldıklarını fark etmişlerdir. R-744'ün özel durumu nedeniyle, iki fazlı ejektörler üzerine bir takım sayısal çalışmaların açık kaynaklar içinde yayınlanmasına karşın erişilen deneysel verilerin oldukça sınırlı olduğu fark edilmiştir. Pek çok akış teorisi ve tasarım kılavuzları olmasına rağmen, önemli ölçüde fazla farklılıkların varlığı ile birlikte iki fazlı ejektörlere dönüştürülebilen tek fazlı ejektörlerin geliştirildiği gözlenmiştir. İncelenen eserlerde, olabildiğince ses üstü iki fazlı akış gibi birincil nozul akışın çok hızlı hareket etmesini geciktiren kalıcı durağanlık etkilerinin, iki fazlı ejektörleri etkileyen tasarım fonksiyonlarına daha fazla karmaşıklık ekleyeceği görüşünü savunmuşlardır [27].

Roman R. ve Hernandez J.; bir ECS (Ejektör Soğutma Sistemi)'nin teorik davranışını, ikincil akışın boğulması ile ejektörün bir boyutlu modelini değerlendirerek elde etmişlerdir. Soğutucu akışkanlar; R290, R600a ve R600 olarak hidrokarbonlardan, R152a ve kısmen çevre dostu olarak tanınan R134a olarak

halokarbonlardan seçilmiştir. Bütün sabit bir sistem için parametrik bir çalışma; jeneratör, kondenser ve evaporatör sıcaklıkları değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Ejektör parametreleri; sürüklenme oranı, alan oranı ve etkili alan olarak belirlenmiştir. Sistem parametrelerinin performans katsayısını belirlediği gözlenmiştir. Ejektör dikkate alındığında, en iyi performans dolayısıyla daha yüksek ejektör verimliliği, en küçük ejektör alan oranı yani en küçük boyutluluk, daha yüksek sürüklenme oranı yani en düşük birincil akış kütle akış oranı değerleri ile R290 hidrokarbon soğutucu akışkanı kullanıldığında elde edilmiştir. ECS için, daha yüksek COP değerlerine, T_{GE} ve T_{EV} daha yüksek ve T_{CO} daha düşük olduğunda ulaşılmıştır. En yüksek COP değeri ile en iyi sisteme, hidrokarbon olan R290 akışkanı için erişilmiştir. Bunun için R290 ejektöründe, sürüklenme oranı için en yüksek değer elde edilirken, tam tersine en düşük birincil kütle akış oranına ulaşılmıştır. Bu kapsamda, R290 kullanan bir ECS içinde, ısı soğutma sistemleri için uygun bir aralık olan 70-95 °C sıcaklık aralığındaki bir T_{GE} ile en iyi performansın elde edileceği gözlenmiştir. Bir ECS'nin verimli işletimini sağlayan tasarım noktalarını temsil eden her bir jeneratör, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarını birleştiren tek ve sadece bir ejektör geometrisi karşılığı olduğunu fark etmişlerdir [28].

Huang B. vd., çalışmalarında; kritik şartlar altında işletilen bir ejektörün performansının tahmin edilmesi amacıyla bir 1-D (bir boyutlu) analiz gerçekleştirmişlerdir. Sabit basınç altında karışmanın, ejektörün sabit alan kesiti içinde olduğu varsayılmıştır ve sürüklenen akış boğulma şartında analiz edilmiştir. Üstelik yazarlar, tasarım amacı için sabit özellikleri ile ideal bir gaz varsayımına dayalı ve daha sonra deneysel olarak karar verilecek katsayılar aracılığı ile sürtünme ve karışım kayıplarını dikkate alan soğutucu akışkanı R141b olan 11 ejektör tasarımı kullanarak analitik sonuçları bir deney ile doğrulamışlardır. Teorik çalışmalarının temeli, birincil akışın nozulu karışmadan yelpaze gibi açılarak terk etmesi ile iki akımın sabit basınçta karıştığı varsayımsal bir boğazda ikincil akışın boğulması varsayımına dayalıdır. Deneysel olarak ejektörlerin geniş bir aralığı için elde edilen R_m değerinin, teorik hesaplamalarınınki ile oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir. Deneysel katsayıları kullanan 1-D analizleri göstermiştir ki, ejektörlerin performansı bir boyutlu akış modeli ile doğru bir şekilde analiz edilebilmiştir [29].

Sun D. çalışmasında; ejektörlü soğutma sistemi için bir bilgisayar simülasyon programı geliştirmiştir. Bu program, ejektörlü bir soğutma sisteminin performansı için ön görüleri sunarak, sistem için en uygun ejektör tasarımı verilerini belirlemiştir. Program, ejektörlü bir soğutma sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanların performansını karşılaştırabilmiştir. Çalışmasında geliştirilen program kullanılarak, 11 soğutucu akışkan test edilmiştir. Su'yu da içeren bu soğutucu akışkanlar; halokarbon bileşiklerinden CFC (R11, R12, R113), HCFC (R21, R123, R142b) ve HFC (R134a, R152a), organik bir döngüsel bileşik olan (RC318) ve bir azeotrop olan (R500) akışkanlar olarak tespit edilmiştir. Sonuçlar, bir buhar-jet soğutma çevriminin, en düşük COP değerini vereceğini göstermiştir. CFC'lerden R12, HCFC'lerden ise R142b akışkanları ile en iyi performans sonucu elde edilmiştir. HFC soğutucu akışkanları içinde diğer tüm soğutucu akışkanlar arasından en iyi performansı sağlayan R152a ile performans karşılaştırmalı test yapılmıştır. Kullanılan HFC soğutucu akışkanlar, sıfır değerindeki Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP) ile ayrıca fazladan çevresel yararlar üretmiştir. Üstelik kullanılan azeotroplardan R500 iyi bir performans sağlamıştır. Farklı soğutucu akışkanlar için performans değişimi olayının, hemen hemen sistem işletme şartlarından bağımsız olduğu tespit edilmiştir. Geniş gizli ısıya sahip olan bir çalışma akışkanının kullanıldığı ejektörlü bir soğutma çevriminin, ejektör performans karakterlerinin tamamını içerdiği gözlenmiştir [30].

Eames I. vd.; buhar-jet soğutma sistemi üzerine hem teorik hem de deneysel çalışmalarını jeneratör sıcaklığı için 120-140 °C ve evaporatör sıcaklığı için 5-10 °C aralığında gerçekleştirmişlerdir ve elde edilen sonuçlar içinde tüm işletme üzerindeki farklı parametrelerin etkileri tutarlı şekilde gösterilmiştir. Sabit bir ejektör geometrisi için soğutma kapasitesinin, bir uygulama içindeki ortam şartları aracılığıyla yönlendirilebilen kondenser basıncı ile sınırlandırıldığı fark edilmiştir. Böylesi bir sınırlama ve uygulama içinde erişilen sabit bir jeneratör basıncı ile soğutma kapasitesinin, seçilen daha yüksek bir evaporatör sıcaklığı ile iyileştirilebileceği gözlenmiştir. Üstelik diğer taraftan, daha düşük kondenser basınçları karşısında daha geniş soğutma kapasitesinin, daha düşük jeneratör basınçları ile elde edilebileceği belirlenmiştir. Bu nedenle, küçük kapasiteli buhar-jet soğutma sistemlerinin pratik olarak faydalı olacağı kabul edilmiştir. Bu tip sistemlerin, ayarlanabilen sıcaklık aralıkları (120-140 °C) ile düşük seviyeli ısı enerjisi kullanılarak işletilebildiği tespit

edilmiştir. Sistemler, hareketli parça olarak sadece iki mekanik pompa ile işletilmeleri sayesinde basit ve güvenilir olarak kabul edilmişlerdir. Bununla birlikte, fonksiyon dışı işletme esnasında sistem esnekliğini sağlamak için, bir ejektörün performans karakterleri ile sınırlı tutulabileceği gözlenmiştir. Eğer bir ejektör değişen geometri (karşılıklı kesit alanları ve nozul konumu gibi) ile tasarlanabilirse, soğutma kapasitesinin verilen bir aralık için işletme sıcaklıklarından bağımsız olacağını fark etmişlerdir [31].

Grazzini G. vd.; çalışma akışkanı olarak R245fa kullanan ejektörlü bir soğutma sistemini, 1-D modeli aracılığı ile simüle etmişlerdir. Isı eşanjörü tersinmezlikleri, NIST fonksiyonları ile simüle edilen gerçek gaz davranışları için hesaplanmıştır. Gerçek gaz davranışı, NIST fonksiyonları aracılığı ile simüle edilmiştir. Difüzörün tasarımında biçimlendirilmiş bir CRMC (Sabit Oranlı Momentum Değişimi) kriteri kullanılmıştır. Bu metod ile sürtünmeye doğrudan cevap verilebileceği ve difüzör verimliliği için keyfi bir varsayım gereksinim olmadığı gözlenmiştir. Gerçekleştirilen tasarım metodu ile, HAD ya da deney aracılığı ile iyileştirme ve sonrakini doğrulama için faydalı olabilen ses üstü difüzörün geçici bir tasarımının ve çok iyi seçilmiş boyutların bir başlangıç değerlendirmesinin yapılabileceği tespit edilmiştir [32].

Khalil A. vd., çalışmalarında; ejektör tasarımı için, çalışma akışkanı R134a olan bir buhar-jet soğutma sisteminin (VJRS) simülasyonunu gerçekleştiren bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Simülasyon sonuçlarını; kaynama, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları, nozul ve difüzör verimlilikleri ve aşırı kızgınlığın dereceleri gibi işletme parametrelerinin VJRS'nin performans karakterleri üzerindeki etkisini tahmin etmek için kullanmışlardır [33]. Simülasyon sonuçlarına göre;

- a) Alan oranı; kaynama ile buharlaşma sıcaklıkları ve difüzör ile nozul verimlilikleri arttığında artmıştır.
- b) VJRS'nin alan oranı ile orantılı olarak ejektör verimliliği dolayısıyla COP'nin ve sürüklenme oranının kaynama sıcaklığına duyarlılığı ile, kaynama sıcaklığının artışı buharlaşma sıcaklığını arttırmıştır.

- c) VJRS'nin performans karakterleri üzerine, difüzör verimliliğinin etkisinin nozul verimliliğinden daha düşük olduğu tespit edilmiştir.
- d) Sürüklenme oranı üzerinde aşırı kızgınlığın etkisinin, sürüklenme oranının alan oranı ile COP'e etkisinden daha büyük olduğu fark edilmiştir.

Boumaraf L. ve Lallemand A., çalışmalarında; çalışma akışkanı R142b ve R600a olan ejektörlü bir soğutma sisteminde, işletme çevriminin karakteristiklerini ve performansını değerlendirmek için uygulanan bir simülasyon programı anlatılmıştır. Çevrim, üç ısıl kaynağın sıcaklıklarını ve jeneratör, kondenser ve evaporatör için yerel ısı transferlerini kullanarak karar verilmiştir. Ek olarak, simülasyon programı, literatürden erişilen 1-D modelinin korunum denklemlerinden kritik noktadaki farklı işletme şartlarını girerek ejektör sürüklenme oranının bir düzeltmesini kapsayacak şekilde hazırlanmıştır. Sabit geometri ile soğuk ve sıcak kaynakların sıcaklıklarında, kritik modda $P_{CO} < P_{CO}^*$ (kritik kondenser basıncı) durumundaki bir kondenser basıncı ile sistem performansı, kritik noktadaki ile karşılaştırıldığında, orta kaynakların daha düşük sıcaklığında karşılaşılan kayıplara karşın biraz daha iyileştirildiği belirtilmiştir. Ejektörlü soğutma sistemi, çalışma akışkanı olarak R142b ve R600a için boyutlandırıldığında, üç ısıl kaynağın aynı sıcaklıklarında R142b ile işletilen sistem COP'sinin daha iyi olduğu gözlenmiştir. Bu durumun nedeni olarak; R142b'nin içsel özelliklerinden özellikle R600a'ya göre hemen hemen iki kat daha önemli moleküler ağırlığın varlığı görülmüştür. Sabit geometride ve soğuk kaynak sıcaklığında, sıcak kaynağın sıcaklığı sistemin boyutlandırılmasından daha yüksek olduğunda kritik modda ($P_{CO} \leq P_{CO}^*$) işletilen ejektör ile sistem COP'sinin düştüğü gözlenmiştir [34].

Aidoun Z. ve Ouzzane M.; soğutma ve ısı pompası uygulamaları içinde bir ejektörün işletilmesinin simülasyonunu, bir model ile gerçekleştirmişlerdir. Model, NIST veri tabanını kullanmıştır ve güncel durumda ulaşılabilen soğutucu akışkanların termodinamik ve taşınım özellikleri alt verilerden alınmıştır. Sabit ejektör boyutlarında tüm ejektör davranışı boyunca gerçekleştirilen simülasyon, sistem performansının işletme şartları tarafından büyük ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Ejektör uzunluğu boyunca sürekli temsil edilen parametrelerin bağımsız etkilerini temin ederek, genel ve yerel

parametre değişimleri incelenebilmiştir. Fonksiyon dıőı Őartların olabildiğince en uygun iőletimi, niteliksel ve niceliksel olarak kolayca analiz edilebilmiştir. İősel aőırı ısının, esasen karıőma odasındaki akıő akımlarının karıőma Őartları ve sabit kesit bōlgesi iőindeki normal Őok dalgası yoğunluğu nedeniyle oluőtuęu gōzlenmiştir. Fonksiyon dıőı iőletmenin, karıőma odasında üretilen, ısı üretilimi terimleri iőinde yüksek kayıplara yol aőan ve genellikle çok gōçlü olan olgunlaőmamıő Őok dalgaları nedeniyle daha fazla aőırı ısının yükselmesine yol aőtıęı tespit edilmiştir. Giriőteki aőırı ısının, iősel yoęuőmayı durdurması dıőında bir yararı gōrünmedięi anlaőılmıştır. Jeneratōr iőinde aőırı yüksek bir giriő ısısının, hemen hemen daima ıkıőa doğru etkilenmeden geőtięi bōylece, ıkıő basıncının fazla etkilenmeden kondenser iőletiminin aőırı zorlandığı anlaőılmıştır. Bu etkinin üstelik bir kapasite dūőuőünün tahrik edildiği evaporatōr iőin bile daha zararlı olduğu fark edilmiştir. Jeneratōr iőindeki basıncın arttırılması ile, ıkıő basıncının iyileőtirildięi fakat sūrüklenme oranının dūőtüęü gōzlenmiştir. Evaporatōr Őartlarının performansı farklı Őekilde etkilediği anlaőılmıştır. ıkıő basıncının tasarım Őartlarında deęiőmeden kaldığı kabulü ile fonksiyon dıőı iőletme iőinde buharlaőma sıcaklığındaki bir artıőın, sūrüklenme oranını iyileőtiren bir karőılıęı olduğu gōzlenmiştir. Dikkatli bir ejektōr tasarımı ve iőletme parametresi seőimi ile performansın mantıklı bir Őekilde iyileőtirilebileceęi belirlenmiştir [35].

2.3. HAD İLE PERFORMANS DEğERLENDİRİLMESİ

Scott D. A. vd.; ticari bir HAD paketini ses üstü bir ejektōrün bir modelini oluőturmak işin kullanmışlardır. Modelin anahtar bir özelliği olarak soğutucu akışkan işin gerėek gaz özelliklerini kullanmışlardır. Modele, literatürden erişilebilen deneysel incelemeler içindeki işletme Şartları ve geometrileri ile R141b ve R245fa soğutucu akışkanları uygulanmıştır. HAD modelinden elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında % 10,8'lik sapma ile iyi bir uyumluluk içinde kaldığı tespit edilmiştir. Bu ıkalıőma ile ses üstü ejektōrlerin tasarımı ve analizi işin, HAD'in faydalı bir araç olduğu gōsterilmiştir [36].

Scott D. A. ve Aidoun Z.; ejektōrün performansı üzerinde değişen farklı geometrik parametrelerin etkisini, farklı işletme Şartlarında incelemek işin, R245fa ile işletilen

HAD ejektör modellerini kullanmışlardır. Karışma odası uzunluğu, karışma odası yarıçapları ve birincil nozul çıkış yarıçapları (birincil akışın hızını içerecek şekilde) incelenmiştir. Bu parametrelerin performansı etkilediği yapılan çalışma ile açıkça anlaşılmıştır. Bununla birlikte, ejektör performansı üzerinde en büyük etkinin, karışma odası yarıçapının birincil nozul boğaz yarıçapına oranı olan, alan oranı parametresi olduğu belirlenmiştir. Çalışma ile üstelik ejektör çalışmalarında, bir model değerlendirildiğinde, oldukça kısa süreli periyotlar içinde çalıştırılabilen geniş kapsamlı simülasyonlar ile HAD'in kullanılabilirliği gösterilmiştir [8].

Ablwaifa A.; ejektörlü soğutma sistemlerinin potansiyel performansının iyileştirilmesine dört metod ile yaklaşmıştır [7]:

- a) Birleşik tasarım teorilerinin kombinasyonu aracılığı ile ejektör tasarımının iyileştirilmesi.
- b) Ejektör tasarımında HAD'in uygulanması.
- c) Ejektörlü soğutma sisteminde, R236fa ve R245fa gibi çevre dostu soğutucu akışkanların kullanılması.
- d) Ejektörlü soğutma sistemi içinde ön soğutucunun ve ön ısıtıcının görevlendirilmesi sayesinde yenilikçi çevrim modifikasyonlarının gerçekleştirilmesi.

Bu dört metodun kullanıldığı çalışma ile elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

- a) Teorik analizlerde; bir boyutlu, simetrik ve yüksek hızlarda akışın davranışı ideal bir gaz gibi kabul edilebileceği değerlendirilmiştir.
- b) HAD analizlerinin, ejektör simülasyonu için daha kapsamlı akış alanı bilgisi sunduğu ve bir boyutlu modele göre deneysel sonuçlarda daha iyi bir doğrulama katsayısı üretebildiği tespit edilmiştir.

- c) Karışma odasındaki akışın doğası nedeniyle, bir boyutlu teorik analiz kullanılarak en uygun NXP'nin belirlenmesinin zorluğuna karşın en uygun NXP'nin karar verilmesinde, HAD'in, maliyetsiz ve pratik olarak yardımcı olacağı tespit edilmiştir.
- d) Geleneksel ejektörler için iyileştirme prosesleri içinde, alan oranının artması sonucu ikincil akışkan miktarının arttığı böylece sürüklenme oranının dolayısıyla dönüştaki toplam momentumun artması sonucu çıkış basıncının üstesinden gelineceği belirlenmiştir. Bununla birlikte, sürüklenme oranını daha da yükselten alan oranının artması şartı ile kritik çıkış basıncının düşmesi gerektiği ya da alternatif olarak aynı kritik çıkış basıncının birincil akış basıncının artması sayesinde düzeltilmesi gerektiği fark edilmiştir.
- e) Ejektör verimliliği, akışın doğru bir HAD simülasyonu esasına dayanan tekrarlı bir tasarım prosedürü kullanılarak önemli ölçüde iyileştirilebilmiştir. Bu şekilde CRMC model ejektörler için daha fazla iyileştirme sağlanabildiği tespit edilmiştir.
- f) Yapılan çalışma ile, sabit işletme şartları ve geometrisi için, ejektör performansını etkileyen en önemli parametrenin karışma odası profili olduğu gösterilmiştir. Ejektör performansının, karışma odası duvar profilindeki ve NXP'deki küçük değişimler karşısında oldukça hassas olduğu fark edilmiştir. Karışma odasındaki yakınsak bölgenin genişliğinin ve uzunluğunun, sürüklenen ikincil akış miktarı ile ulaşılan kritik çıkış basıncı arasındaki denklik içinde önemli bir rol oynadığı gözlenmiştir.
- g) Gerçek gaz modeli ile HAD programının, ejektörün davranışlarını daha doğru bir şekilde tahmin ettiği belirlenmiştir. Fakat, zaman bakımından masraflı bulunmuştur. Bu nedenden dolayı, pek çok tasarım durumu için, dikkate değer bir şekilde doğru sonuçlar elde edildiğinden, akış ideal bir gaz varsayılarak sonuçlandırılmıştır.

- h) Test edilen ejektörler ile HAD'in, akışkanlar ve işletme şartları üzerinde HAD ile deney sonuçlarının yakın uyumluluğu düşünüldüğünde; yüksek dereceli bir güvenilirlik ile herhangi özel bir soğutucu akışkan kullanılarak, ejektörlerin (en uygun sürüklenme oranı ile tasarlanan kritik kondenser sıcaklığı) iyileştirme performansı ve tasarımı üzerinde faydalı bir yardımcı olabileceği kanıtlanmıştır. Ejektör performansını etkileyen tüm parametrelerin başlangıç simülasyonu ile gelişen projenin maliyetinin ve süresinin azaltılabileceği belirlenmiştir.
- i) R_m ve COP değerlerinin, birincil ve ikincil akımlar arasında yer alan uzaklık nedeniyle, NXP'nin değişimi ile % 100 farklılaşacağı değerlendirilmiştir.
- j) En uygun NXP'nin, karışma odasının şekline bağlı olduğu fark edilmiştir. Bununla birlikte NXP'nin, T_{CO}^* 'ni önemli miktarda etkilemediği gösterilmiştir.
- k) Araştırma, buhar-jet soğutma sistemlerinin düşük seviyeli ısı kaynaklı uygulama alanları için çekiciliğini sunmuştur. Bu çalışmada anlatılan iyileştirme, buhar-jet soğutucu sistemlerinin tüm diğer tip ısı tahrikli çevrimler ile rekabet edebileceğini göstermiştir.
- l) Ejektör performansının; son yüzey kalitesinden, emme eğrisi duvarı yapısından ve birincil nozul ile difüzör arasındaki doğrultudan etkilendiği düşünülmüştür. Zayıf son yüzey durumunda, türbülans miktarının ve basınç enerjisi kaybının artacağı ve bu durumun toplam ejektör performansını etkileyeceği fark edilmiştir.
- m) Sistemin, ejektörün kritik sıcaklığına yakın kondenser sıcaklığında ya da altında işletilmesi ile COP'nin değişeceğini açıkça göstermediği halde, gerçek uygulamalar için, daha düşük bir kondenser sıcaklığında işletilmesi sonucu sistemden enerji atılabileceği fark edilmiştir. Bu yüzden ekonomik amaçlar için, düşük çevre sıcaklıklarında, birincil akış basıncını düşürmenin mümkün olduğu tespit edilmiştir. Bundan dolayı, kontroller sonucu, beklenen en düşük

kondenser basıncı için en yüksek performansın elde edilmesinin sağlanacağı belirtilmiştir. Sonuç olarak, daha yüksek güvenilirlik için, ejektörlü soğutma sisteminin hem kondenser hem de evaporatör için yaygın şekilde karşılaşılan şartlar altında tasarlanması gerekliliği vurgulanmıştır.

- n) Tasarımda, birincil basıncın daha yüksek değerinin, ejektörlü soğutucu işlemler için daha büyük ve artan maliyetler gerektireceği gözlenmiştir. Maliyet artışına jeneratöre daha yüksek ısı girdisi sonucu ortaya çıkan daha ağır konstrüksiyonların neden olacağı anlaşılmıştır.
- o) Daha iyi bir performans elde edilebilmesi için, sisteme ısı girdisinin, özellikle daha az bir soğutma yükü talebinde bulunulması durumunda otomatik olarak ayarlanabilmesi ile mümkün olacağı öngörülmüştür.
- p) Sistem COP'si ile birlikte kritik kondenser basıncı artışının sadece evaporatör sıcaklığı artışı sayesinde mümkün olacağı gözlenmiştir.
- q) Sabit geometri ve evaporatör sıcaklığı şartları altında, daha büyük R_m ve daha yüksek COP sağlayabilen en uygun bir jeneratör sıcaklığının varlığı tespit edilmiştir.

Bartosiewicz Y. vd.; yaptıkları çalışmanın ilk kısmı, soğutma uygulamalarında ses üstü ejektörlerin tasarımı, analizleri ve simülasyonu için bir HAD aracının değerlendirilmesine odaklanmıştır. Değerlendirme başlangıçta, sayısal maliyet ve tasarım amaçları (sürüklenme, karışma gibi) için niteliksel öngörüler içinde doğru kabul edilen, fiziksel olayın doğru temsiline ait terimler doğrultusunda en uygun türbülans modelinin seçimine odaklanmıştır. RNG ve k-omega-sst türbülans modellerinin; şok aşamasını, şok şiddetini ve geri kurtarılan basıncın ortalama hareket tarzını tahmin etmeye en iyi uyan modeller oldukları gözlenmiştir. Her hangi model için en önemli geri bildirimlerin, genişleme hücrelerinin şiddetini doğru bir şekilde tahmin etme yeteneği ile ilişkili olmaları olarak belirlenmiştir. İkincil bir akış ile bir ejektörün işletilmesinde karışma olayının çalışılması amacıyla nümerik bir doğrulama kullanılmıştır. Sonuçlar, lazer tomografi grafikleri ile karşılaştırılmıştır.

Karşılaştırmalar için ikincil basınç hesaplanmıştır. Fakat, birincil basınç düşürüldüğünde, ikincil basınç için simülasyon ve ölçümler arasında bazı sapmalar gözlenmiştir. Deneysel verilerden bu sapma için memnun edici bir açıklama alınamamıştır. Bununla birlikte, yoğuşma ve yağ zerrelere nedeniyle su partiküllerini içeren izlerin ve karışmayan uzunluğun sürekli değerlendirilmesi ideal olmadığı gibi, difüzyon katsayılarının yerel şartların bir fonksiyonu olması gerektiği tespit edilmiştir. Yaptıkları çalışma esasen soğutma uygulamaları için statik bir kompresör gibi çalışan ses üstü bir ejektör fonksiyonuna odaklanmıştır. Bu kapsamda HAD'in, fonksiyon dışılığı tamamlamak için (ikincil girişte akışın reddedilmesi, çıkışta akışın çekilmesi), en büyük kapasite ile (boğulmada) fonksiyonel işletilmesinden farklı olarak diğer işletme modlarında da modellenme yeteneğini kanıtlamışlardır. Deneysel testler ile çift çalışma, ejektör tasarımının verimli bir şekilde iyileştirilmesinde yardımcı olmuştur [37].

Aphornratana S., çalışması ile; ejektörlü bir soğutucu sistemin içinde kullanılan ejektörün karakteristik akışını incelemek için HAD tekniklerini işlemiştir. HAD sonuçları, deneysel sonuçlar ile değerlendirilmiştir. Simetrik ve 3-D (üç boyutlu) durumları, ejektör performansını etkileyen emiş kanalının şekline karar vermek için karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, emişte akış hızı çok düşük olduğu ve tüm akış davranışında yeterli olmadığı için yakın çözümler göstermiştir. Ejektör performansı üzerinde farklı işletme şartlarının etkileri incelenmiştir. Üstelik ejektör geometrileri değiştirilerek ejektör performansı simüle edilmiştir. HAD simülasyonu, ejektör içindeki olayı detaylı açıkladığından çalışmada büyük bir yararı olmuştur. Özetle, akış olayı ile ilgili ejektör performansı üzerindeki bütün bakış noktalarının HAD ile anlaşılabilirliği ve HAD'in, her özel durum için uygun bir ejektör tasarımı sunarak çok faydalı bir araç olmaya başladığı gözlenmiştir [38].

Hemidi A. vd.; hava akışkanını kullanan ses üstü bir ejektör için birleştirilmiş ve dengelenmiş bir HAD-deney çalışması sunmuşlardır. Test için havanın kullanılması ve ısı akışkan modellerinin değerlendirilmesi, deneysel düzeneğin çok basit ve yakın bir soğutma sistemi ile başarılı şekilde karşılaştırılması erişilebilen geniş bir ölçü aralığında olması nedeniyle yararlı olmuştur. Bu çalışmada değerlendirme sonuçları, geniş bir işletme aralığı için elde edilmiştir ve özellikle fonksiyon dışı işletme için

genellikle literatürde bulunanlar ile daha iyi bir sayısal uygunlukta olduğu gözlenmiştir. Böylesi iyi sonuçlar düşünüldüğünde, olabildiğince yakın sınır şartları ve geometrik ölçüler ile birlikte bir test düzeneğine ayarlamaya özel bir odaklanmanın çoğunlukla HAD'e atfedileceği tespit edilmiştir. Sonuçların, ejektörün işletilmesi ve akışın fiziksel tahminleri için, tamamen cevaplanmamış bir soru olarak türbülans modellerini karşımıza çıkaracağı işaret edilmiştir. Gerçekten, özellikle fonksiyonel şartlar için her ne kadar $k-\epsilon$ en iyi sonuçları sağlamış olsa bile, $k-\omega$ -sst ya da diğer modellerin de hesaba katılması gerektiği düşünülmüştür ve fonksiyon dışı durumdaki tahminler için daha da çalışılması gerekliliği gözlenmiştir [39].

Riffat S. ve Omer S., çalışmalarında; soğutucu akışkan olarak metanol kullanan ejektörlü bir soğutma sisteminin deneysel incelemesini HAD'in sayısal analiz sonuçları ile birlikte sunmuşlardır. HAD, özellikle bir ejektörün geometrisini iyileştirmek amacıyla, karışma odası içerisindeki nozulun konumu ile ilgili çalıştırılan faydalı bir araç olarak tespit edilmiştir. Deneysel sonuçlar, metanollü bir ejektörlü soğutma sisteminin suyun donma noktası altındaki sıcaklıklarda soğutma üretebildiğini göstermiştir. Erişilen işletme şartlarında, 0,3 değerinde bir COP bulunması, güneş enerjisi ve atık ısı gibi düşük seviyeli ısının kullanılması ile mümkün olduğunu göstermiştir. Üstelik sonuçlar, performansın ejektörün kritik işletme şartları ile etkilendiğini göstermiştir. İşletme şartlarında özellikle kondenser basıncındaki az bir değişikliğin, ejektörün tasarım şartlarından uzakta işletilmesine yol açtığı ve bu yüzden performansta bir düşme yaşandığı tespit edilmiştir [40].

Varga S. vd., çalışmalarında; bir buhar-jetin performansını, güneş kaynaklı ısı enerjisi kullanan ve uygun bir işletme sıcaklığı (basınçları) aralığını dikkate alan bir iklimlendirme sistemi içinde HAD simülasyonu ile değerlendirmişlerdir. Sürüklenme oranı üzerindeki sabit alan karışma odası kesiti ile nozul boğazı arasındaki alan oranı etkisi gözlenmiştir. Sabit evaporatör ve jeneratör basınçlarında, artan alan oranının sürüklenme oranını önemli ölçüde iyileştirdiği tespit edilmiştir ve üstelik daha küçük bir kritik çıkış basıncı ile karşılaşmıştır. Bu nedenle verilen bir kondenser sıcaklığını karşılayacak ve ejektör işletiminin kritik modda olmasını temin edecek tek bir en uygun alan oranı değerinin varlığını savunmuşlardır. Yazarlara göre bu durum, ortam sıcaklığının ve güneş radyasyonunun değişimi nedeniyle oluşacak

farklı işletme şartları için farklı ejektör tasarımlarını gerektirmiştir. Bu problem ile baş etmek amacıyla, yeni bir özellik olan bir muylu uygulamaya konularak HAD ile analizi gerçekleştirilmiştir. Muylu konumunun değişmesi ile, etkili nozul alanının ayarlanabileceği üstelik en uygun bir alan oranının tek bir ejektör ile karşılanabileceği fark edilmiştir. Nozul çıkış konumunun; hem kritik çıkış basıncından hem de sürüklenme oranından etkilendiği belirlenmiştir [41].

Bartosiewicz Y. vd.; soğutucularda ve ısı pompalarında kullanılan bir soğutucu akışkan olarak R142b ile ejektörün işletilmesi üzerine simülasyon çalışmalarına izin veren bir model gerçekleştirmişlerdir. Mevcut soğutucu akışkanların erişimine izin veren taşınım ve termo-fizik özelliklerini içeren NIST-REFPROP veri tabanlı program kullanılmıştır. Sabit boyutlu bir ejektör için, işletme şartlarının büyük ölçüde performansı ve tüm ejektör davranışını etkilediği gözlenmiştir. Bir boyutlu modelin, ses üstü bir ejektörün fiziğinin anlaşılmasında ve farklı modlarda işletilirken doğru öngörülerin belirlenmesinde yetersiz kaldığı bildirilmiştir. Bu durum, bağımsız parametrelerin etkilerinin ve etkileşimlerinin yerel olarak izlenmesi ihtiyacını gerektirmiştir. Özetle şu sonuçlar elde edilmiştir [42]:

- a) Sürüklenme performansı, karışma odasında yeniden sıkıştırma işlemi gerçekleşirken ikincil nozul içinde tesis edilmiştir.
- b) HAD, ejektör fonksiyon dışılığını (fonksiyon dışı tasarım ile işletilme ya da tersine akış) tahmin edebilmiştir.
- c) Ejektör, özellikle fonksiyon dışı modda işletildiğinde uygun bir türbülans modeli seçiminin çok önemli olduğu gözlenmiştir.
- d) Tüm bu değerlendirmeler ışığında, hem türbülans modellerini hem de farklı işletme modları içindeki sürüklenme oranı, yeniden sıkıştırma, akış ayrılmaları vb. genel ve yerel özellikleri tespit etmek için bir deneysel-HAD birleştirilmiş program ihtiyacını ortaya çıkarmıştır. Bu prosedür ile elde edilen sonuçlar; tasarım içinde dikkatli bir uygulama gerçekleştirildiği ve işletme parametreleri

doğru seçildiği takdirde, ejektör performansının mantıklı bir şekilde iyileştirileceğini göstermiştir.

Zhu Y. vd., çalışmalarında; ejektör geometrisi parametrelerinden ikisi olan; birincil nozul çıkış konumunu ve karışma odasının yakınsak açısını, HAD tekniği ile incelemişlerdir. HAD modeli başlangıçta, gerçek deneysel veri ile kalibre edilmiştir sonra model yapısındaki sürüklenme oranı davranışlarını değerlendirmek amacıyla, 95 farklı ejektör geometrisi ile olabildiğince akış alanı dağılımlarını detaylı verecek şekilde işletme şartları kombinasyonları sürekli olarak üretilmiştir. Ejektör performansı üzerindeki iki geometrik parametrenin etkileri özellikle ejektör tasarımı için genel bir kılavuzluk sağlaması amacıyla analiz edilmiş olup, özetle şu sonuçlara ulaşıldığı gözlenmiştir [43]:

- a) Birincil nozul çıkış konumu (NXP): Bir ejektörü yüksek sürüklenme performansı ile tasarlamak için NXP'nin, karışma odasında ikincil akışın birincil akış tarafından yeterince ivmelendirilmesini temin edecek ve karışma prosesi esnasında kinetik enerji ile akış sürtünme kayıplarını olabildiğince kltecek şekilde doğru seçilmesi gerektiği belirlenmiştir. Genellikle, ejektör performansının (yani sürtünme oranı), birincil nozulun karışma odasından uzaklaşması ile geliştiği gözlenmiştir. En uygun NXP, karışma odasının boğaz çapı ile orantılı olduğu noktada tespit edilmiştir ve NXP'nin, birincil akış basıncının yükselmesi ile arttığı gözlenmiştir.
- b) Karışma odasının yakınsak açısı (θ): Ejektör performansının, özellikle en uygun değerine yakın olduğu şarttaki θ 'ya karşı çok hassas olduğu ve θ 'nın az bir değeriminin bile, ejektör performansı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Aının, birincil akış basıncı artışı karşısında ejektör performansının arttırılması amacıyla genişletilmesi gerektiği tespit edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, en uygun birincil nozul konumunun ya da yakınsak aının tüm işletme şartlarını karşılar şekilde önceden tanımlanamayacağı tespit edilmiştir. İşletme şartlarının tasarım noktasından farklı olması durumunda, hem NXP hem de θ değerinin ejektör performansının artışına göre ayarlanması

gerektiği fark edilmiştir. Şartların tasarım noktası dışında olması durumu için, hareket edebilen birincil nozul ile bir ejektörün, esnek bir NXP sağlayabileceği gözlenmiştir. Bununla birlikte, pratik olarak karışma odasının yakınsak açısının gerçek bir problem olarak, işletme sırasında ayarlanmasının güç olacağı tespitinden dolayı, ejektör performansı üzerinde önemli bir rol oynayan açı değişimi konusu üzerine, daha fazla çalışma yapılması gerektiği tespiti yapılmıştır.

2.4. SİMÜLASYON MODELİ KULLANILARAK SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

Ejektörlü soğutma sistemleri konusunda farklı akışkan özelliklerine göre oluşturulan işletme şartlarında performans çalışmaları literatür araştırmaları içinde bulunabilir [Çizelge 2.1].

Çizelge 2.1. Bazı seçilen modeller için işletme şartları ve simülasyon sonuçları [43].

Referans	Simülasyon Modeli	Soğutucu akışkan	T_{EV} (°C)	T_{CO} (°C)	T_{GE} (°C)	COP	En Uygun İşletme Şartları
Eames vd.	tersinmezlikler ile sabit basınç modeli	su	5-10	26-37	120-140	0,239	$T_{GE}=120$ °C, $T_{CO}=27$ °C, $T_{EV}=5$ °C, $\gamma_A=102$
Yapıcı ve Ersoy	Sabit alan modeli	R-123	5	30	60-100	0,295	$T_{GE}=100$ °C, $T_{CO}=30$ °C, $T_{EV}=5$ °C, $\gamma_A=11,46$
Khalil vd.	sürtünme kaybını ve R-134a'nın buhar durumunu dikkate alan sabit alan modeli	R-134a	6-10	25-40	65-85	0,355	$T_{GE}=70$ °C, $T_{CO}=35$ °C, $T_{EV}=10$ °C, $\gamma_A=0,838$
Grazzini vd.	gerçek gaz davranışı ve ısı eşanjörü tersinmezlikleri ile 1-D modeli. Sürtünme kayıpları için biçimlendirilmiş bir CRMC kriteri üzerine difüzör tasarımı.	R-245fa	12	35	115	0,325	$T_{GE}=115$ °C, $T_{CO}=35$ °C, $T_{EV}=12$ °C
Cizungu vd..	Emme kanalı verimliliğini, duvar sürtünmesini, momentum kaybını, ejektör geometrisini ve sabit alan/karışma basıncı ile şok dalgalarını dikkate alan iki fazlı bir termodinamik model.	R-11	3,5-8,5	30-35	80-130	0,415	$T_{GE}=90$ °C, $T_{CO}=30$ °C, $T_{EV}=8,5$ °C, $\gamma_A=6$

Çizelge 2.1. (devam ediyor).

Referans	Simülasyon Modeli	Soğutucu akışkan	T _{EV} (°C)	T _{CO} (°C)	T _{GE} (°C)	COP	En Uygun İşletme Şartları
Pianthong vd.	CFD modeli	Su	5-15	15-35	120-140	0,42	T _{GE} =120 °C, T _{CO} =30 °C, T _{EV} =10 °C
Aidoun ve Ouzzane	Akışların eksenel konumu ile soğutucu akışkan özelliklerinin değişimi için 1-D modeli.	R-141b	5	NA	75	0,322	T _{GE} =75 °C, P _{CO} =120-380 kPa, T _{EV} =5 °C
Boumaraf ve Lallemand	Farklı işletme şartlarında girilen ejektör sürüklenme oranının bir düzeltmesini içeren sabit alan modeli.	R-142b	10	35	120-130	0,128	T _{GE} =120 °C, T _{EV} =10 °C
		R-600a	10	35	120-130	0,089	

Literatür araştırmaları, ejektörlü soğutma sistemi ile buharın ve düşük kaynama noktalı soğutucuların kullanılmasının, bir çok araştırmacı tarafından hem teorik hem de deneysel olarak incelendiğini ve düşük kaynama noktalı soğutuculardan çoğunun, buhar-jet soğutma sistemlerinin pratik uygulamaları için uygun olduğunu göstermektedir. Buharlı sistemler ile karşılaştırıldığında, düşük kaynama noktalı soğutucular ile 60 °C'den yukarı düşük jeneratör sıcaklığı aralıkları içinde bile daha yüksek performans elde edilebilmiş ve verimli bir şekilde kullanılabilmiştir. Ejektörlü soğutma sistemleri için akışkan seçimi kriteri değerlendirilmiş olup, kuru genişlemeye sahip buhar akışkanların daha verimli olduğunun altı çizilmiştir.

BÖLÜM 3

EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ

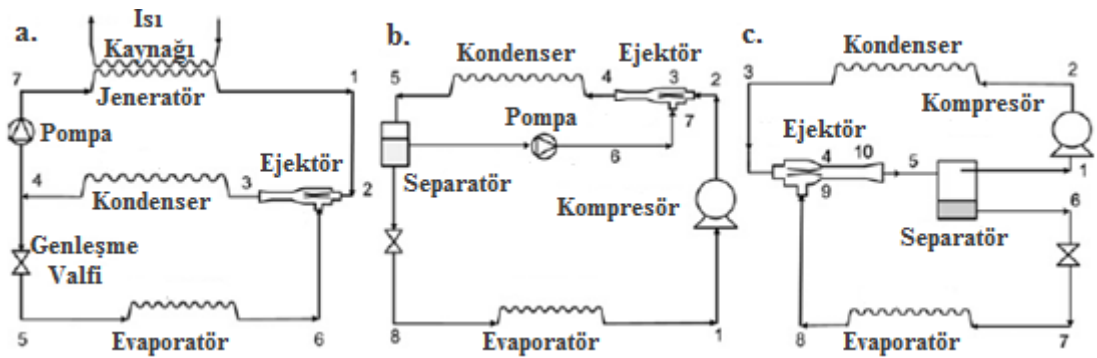
Genellikle, çoğu geleneksel iklimlendirme ve soğutma sistemleri, mekanik buhar sıkıştırma çevrimleri üzerine kuruludur. Bu çevrimler, yüksek kaliteli bir enerji formu olan elektrik enerjisi aracılığıyla tahrik edilirler. Böylesi bir prosesi çalıştırmak amacıyla gereken enerjinin verimsiz kullanılması, fosil yakıtların yanması ile üretilebilir ve bu nedenle bu tip çevrimler sera gazlarının artışında ve NO_x (Azot x Oksit), SO_x (Kükürt x Oksit), partiküller ve ozon gibi kirleticiler ile hava kirliliğinin oluşmasında rol alır. Söz konusu kirleticiler, insan sağlığı ve çevre üzerinde olumsuz etkilere sahiptir. Diğer taraftan, mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma ve iklimlendirme çevrimleri, daha üst atmosferde bulunan koruyucu ozon tabakasının bozulmasına neden olan salınımları ile hasar verici kloro-floro-karbon (CFC) bileşiklerini kullanır. Soğutma ya da iklimlendirme uygulamalarında soğutma etkisi üretimi için düşük seviyeli ısının kullanımına dayalı proses geliştirmeleri, birbirine bağlı iki avantajın oluşmasını sağlar; ilki, ortalama ya da düşük sıcaklıkta endüstriyel tesislerden atılan ısıl enerjinin ya da ucuz bir enerji kaynağının (güneş enerjisi gibi) kullanılması ile enerjinin korunması ve diğeri atmosferdeki CO₂ emisyonlarının azaltılması ile ilişkilidir. Bu prosesler, çevreye ve farklı sistemler için düşük basınçlı buharın daha yüksek basınçlara sıkıştırılmasına uygun olmalıdır. Sıkıştırma prosesi içinde; absorpsiyon, adsorpsiyon, kimyasal ve ejektör buhar sıkıştırma çevrimleri yer alır. Ejektörler, farklı buhar sıkıştırma çevrimleri arasında en basit konfigürasyona sahiptir. Diğer prosesler karşısında, ejektörler; tahrik, emme ve karışma akım odalarına bağlantılı basit bir eleman olarak şekillendirilir. Üstelik ejektörler, valf, rotor ya da başka hareketli parçalar içermez ve farklı uygulamalar için ticari olarak değişik boyutlarda erişilebilirdir. Ejektörler, daha düşük kurulum ve bakım maliyetleri ile diğer konfigürasyonlardan daha ekonomiktir. Ejektörler; soğutma, iklimlendirme, yoğunlaşmış gazların uzaklaştırılması, katı partiküllerin

taşınması ve gazların geri alınması gibi uygulamalarda kullanılır. Bu proseslerde ejektörün fonksiyonu önemli ölçüde farklılaşır. Örneğin; 19. yüzyıldan beri trenlerin frenleme sistemlerinde vakum üretimi için kullanılmışlardır. Bununla birlikte güç istasyonlarında, kondenserde yoğuşmayan gazların uzaklaştırılması için yaygın olarak kullanılmaktadırlar. 1930'lu yıllarda, trenlerde ve binalarda iklimlendirme amacı ile uygulanmışlardır [44]. Ejektör temelli ısı pompası ve soğutucu uygulamalarının uzun zamandır bilinmesine karşın bu teknolojiye potansiyel bir talep şu temel dezavantajlarından dolayı tamamen oluşmamıştır:

- a) Ejektörler, basit bir uygun noktada çalışmak amacıyla tasarlanırlar. Bu uygun noktadan sapma, ejektör performansında çarpıcı biçimde gerilemeye neden olur [44].
- b) Ejektörler, çok düşük ısıl verimliliğe sahiptir [44].

Soğutma sistemlerinde ejektörün kullanımı için üç kategoriden söz edilebilir (Şekil 3.1). Birincisi; özellikle fosil yakıt kaynaklarının tüketiminin artması ile ısı tahrikli soğutma sistemlerinde kompresörün bir alternatifi olarak yerine geçirilen ejektör uygulamasıdır (Şekil 3.1a). Bu tip bir uygulamada soğutma ve iklimlendirme çevrimleri içinde, ejektör, daha yüksek bir sıcaklıkta yoğuşmayı sağlayacak şekilde sürüklenen buharı daha yüksek basınçlara sıkıştırır. Üstelik ejektör sürüklenme prosesi, evaporatör tarafındaki düşük basıncı destekleyerek düşük sıcaklıkta buharlaşmaya izin verir. Sonuç olarak, soğutma ve iklimlendirme fonksiyonları için soğuk evaporatör akışkanı kullanılabilir. İkincisi; buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kondenser içinde bir ejektör uygulamasıdır (Şekil 3.1b). Isı transferi ünitelerindeki yoğuşmamış gazların uzaklaştırılması için ejektör sürüklenme prosesi, kondenser ya da evaporatör içerisinde bu gazların birikmesini engeller. Isı değiştirici ünitelerde yoğuşmamış gazların varlığı, ısı transferi verimliliğini düşürür ve bu gazların düşük ısıl iletkenlikleri nedeniyle yoğuşma sıcaklığını artırır. Üstelik bu gazların varlığı, korozyon tepkimelerini iletir. Bu uygulama fikri henüz oldukça yenidir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kondenser içinde ejektörün kullanılmasını ilk gerçekleştiren kişi Bergander'dir [45]. Chen vd., düşük ortam sıcaklık şartları altında suyun ısıtma yükünü iyileştirmek amacı ile buhar sıkıştırımlı

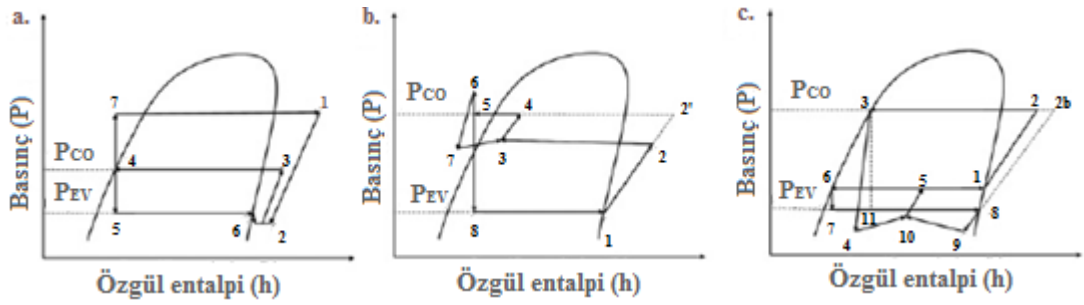
ısı pompası çevriminde ejektörün yenilikçi bir uygulamasını gerçekleştirmişlerdir [46]. Soğutma çevrimi içinde ejektörün konumu, bir kompresör ve kondenser arasında yerleştirilmesi tasarımı ile Bergander'inki ile benzerdir. Üçüncü tip uygulama ise; soğutma sistemlerinde sıkıştırma kaybı işlemini azaltmak amacı ile geleneksel genişleme valfine bir alternatif olarak ejektörlerin uygulanmasıdır (Şekil 3.1c) [45]. Bununla birlikte iklimlendirme ve soğutma için, buhar sıkıştırma çevrim ünitelerinden daha düşük verimliliğe sahip olsa da, çevresel zarar için sorumlu tutulan soğutucuların (CFC'lerin ozon tabakasını inceltmeleri, HCFC'lerin ve HFC'lerin küresel ısınmaya etkisi ile çevresel olarak ısıl kirlenmeye neden olmaları) kullanılması ile ilgili etkili enerji verimliliğinin desteklenmesi ve geliştirilmesi kapsamında ejektör çevrimlerinin düşük seviyeli ısıyı kullanarak işletilmesi, çekiciliklerini arttırmıştır [26]. Son çalışmalar, bir ejektör çevriminin (temel olarak tersine bir Rankine çevrimi) geniş oranda ejektör tasarımına ve işletme şartlarına dayalı olan performansını ve davranışını açıklamaya odaklanmıştır. Çevre dostu soğutucu ekipmanları ile çevrim performansı; uygun modifikasyonlar ile, boğulmayı ve diğer proses tersinmezliklerini içeren iç kayıpların azaltılması sağlandığı takdirde, iyileştirilebilir [35]. Bu çalışmada, ısı tahrikli soğutma sistemi üzerinde mekanik kompresörün bir alternatifi olarak modellenen bir ejektörün uygulaması kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi üzerinde bir ejektörün üç farklı uygulamasının şematik gösterimi: a) Isı tahrikli soğutma üzerinde ejektör uygulaması, b) Kondenser üzerinde ejektör uygulaması, c) Bir genişleme valfi olarak ejektör uygulaması [45].

Bir ejektörün çalışma prensibi bir pompaya benzerdir. Bir pompa, akışkanı daha yüksek bir basınca çıkarmak için dışarıdan tahrik edilmelidir. Bir ejektör, yüksek

basıncı bir akışkanı (birincil akış), düşük basınçtaki (ikincil akış) akışkanı difüzör çıkışındaki daha yüksek bir basınca iletmek amacı ile kullanır. Şekil 3.2’de, bir ejektörün üç farklı uygulaması için çalışma akışkanı fazları ve basınç-entalpi diyagramları ile her uygulama için çalışma akışkanının birincil ve ikincil akışlarındaki farklı çalışma fazları gösterilmiştir. Çizelge 3.1, soğutma sistemi üzerinde farklı uygulamaları içinde ejektörün kullanımı ile birlikte ejektör boyunca nozul, emme ve difüzör çıkışındaki çalışma akışkanının tahmini sıcaklık aralığında fazlarının durumunu göstermektedir [45].



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi üzerinde bir ejektörün üç farklı uygulaması için P-h diyagramı: a) Isı tahrikli soğutma üzerinde ejektörün P-h diyagramı, b) Kondenser üzerinde ejektörün P-h diyagramı, c) Bir genleşme valfi olarak ejektörün P-h diyagramı [45].

Çizelge 3.1. Ejektör içinde çalışma akışkanının sıcaklık ve faz aralığı [45].

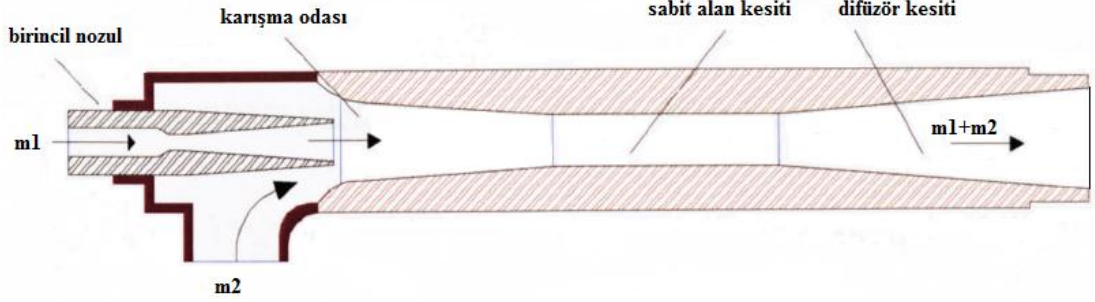
Soğutma çevrimi üzerindeki uygulama	Nozul akışı	Emme akışı	Difüzör akışı	Düşünceler
Isı Tahrikli	Buhar			Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresör ile yer değiştirmek için
	Sıcaklık aralığı (°C, tahmini)			
Sadece iklimlendirme için	> 80	0 - 15	35 - 55	
Kondenser üzerinde	Buhar	Sıvı	Çift faz	Kompresör işini azaltarak, COP'yi iyileştirmek için
	Sıcaklık aralığı (°C, tahmini)			
İklimlendirme için	< 35	< 20	35 - 55	
Dondurucular için	< 35	< 20	35 - 55	
Genleşme Cihazı	Sıvı	Buhar	Çift faz	Kompresör işini daha da düşürerek ve soğutma kapasitesini arttırarak COP'yi iyileştirmek için
	Sıcaklık aralığı (°C, tahmini)			
İklimlendirme için	< 5	0 - 15	> 0, < 15	
Dondurucular için	< (-5)	(-40) - (-5)	> (-40), < (-5)	

3.1. DÜŞÜK SEVİYELİ ENERJİ KULLANIMI İÇİN EJEKTÖR SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

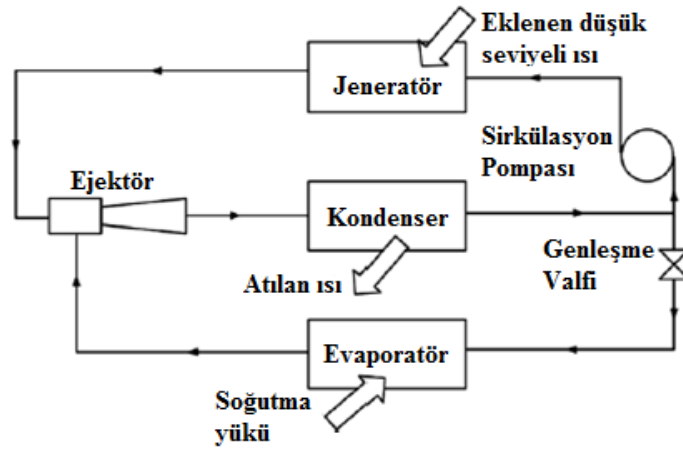
Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, mekanik enerji veya elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresörlerin yerini, ejektörlü soğutma sistemlerinde ısı enerjisini kullanarak çalışan ejektör almıştır. Bunun için ejektöre termik kompresör de denilir. Ejektörlü soğutma sistemlerinin; güneş kolektörleri, endüstriyel işlemler ve otomobiller gibi kaynaklardan geniş bir şekilde ulaşılabilen, sıcaklığı düşük seviyede olan (30 - 200 °C sıcaklıkları arasında her türlü ısı kaynağı) enerji ile tahrik edilebilmesi, ilk yatırım maliyetleri hariç işletme maliyetlerinin çok düşük oluşu, sessiz çalışması, tasarımının-üretiminin ve işletiminin basit oluşu, her türlü soğutucu akışkanla (özellikle çevreye zararı olmayan suyu, soğutucu akışkan olarak kullanabilmesi) ve ayrıca atmosfer altı ya da üstü basınçlarda çalışabilmesi gibi avantajları ile bugün, soğutma ve iklimlendirme ihtiyacının büyük ölçüde karşılandığı mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerine bir alternatif sunacağı düşünülmektedir. Daha ileri adımda sistemde, sıcaklığı düşük seviyeli ısı enerjisi (örneğin; güneş enerjisi, jeotermal enerji santralindeki atık ısı vb.) kullanımı, çevre ile ilgili problemleri azaltmaya, özellikle fosil yakıtların yakılması sonucu ortaya çıkan sera gazlarından olan CO₂ emisyonunun azaltılmasına yardımcı olabilir.

Ejektörlü soğutma sistemleri; herhangi bir yenilenebilir enerji kaynağından (güneş, jeotermal ve biyokütle enerjili olarak sınıflandırılan) ısı çekip, ejektör içinde kullanılacak yüksek basınçlı buharı (birincil akım, \dot{m}_1) üreten jeneratör, jeneratörden gelen yüksek basınçlı buharı iraksak-yakınsak bir birincil nozul boyunca genişleterek nozul çıkışında ses üstü hızlara ivmelendirip evaporatörden ikincil buhar (ikincil akım, \dot{m}_2) emilmesini ve bu buharın normal bir şokun oluşumuna kadar sabit kaldığı evaporatör basıncından kondenser basıncına sıkıştırılması ile karışma odasında birleşen birincil ve ikincil akımın ($\dot{m}_1 + \dot{m}_2$) kararlı bir basınçta pompalanmasını sağlayacak jet formunu oluşturan ejektör (Şekil 3.3), bu birleşik akımın difüzör kesitinde kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüştürülmesi sonrası bu kesitten çıkan karışım halindeki buhar akımını (çevreye ısı atarak) yoğunlaştıran kondenser, iki akıma bölünerek yoğunlaşan akışkanlardan bir kısmının basıncının Elektronik Genleşme Valfi ile düşürülerek istenilen soğutma etkisini üretmek ve buharlaşmayı

sağlamak için iletildiği düşük sıcaklıkta ısının absorbe edildiği evaporatör ve diğer kısmının bir başka çevrimi başlatmak üzere basıncının artırılarak jeneratöre iletildiği bir sıvı pompası elemanlarından oluşur (Şekil 3.4).



Şekil 3.3. Ejektörün şematik görünüşü [7].

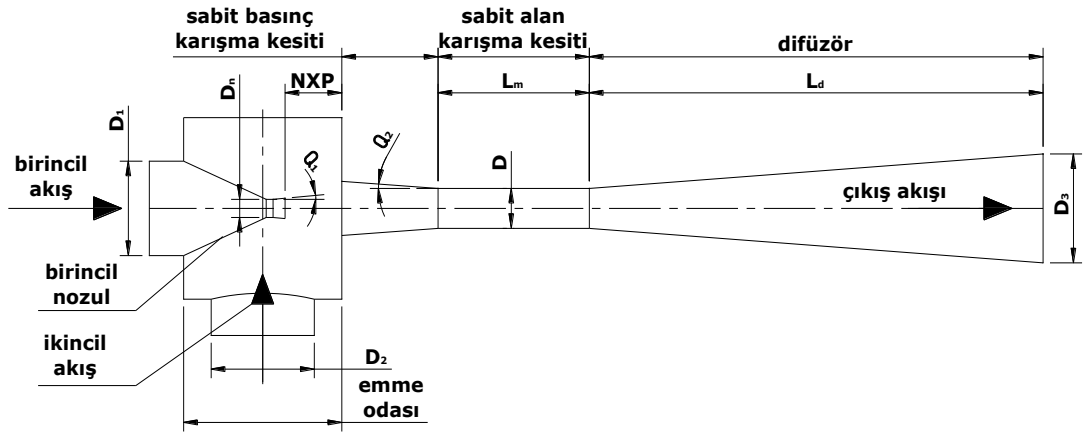


Şekil 3.4. Ejektörlü soğutma sisteminin şematik görünüşü [38].

3.2. EJEKTÖRÜN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Soğutma sistemlerinde ses üstü ejektörler, normalde bütün sistemde aynı akışkanın kullanıldığı birincil bir akışkan boyunca, çalışma akışkanını evaporatör basıncından kondenser basıncına pompalamak ve sıkıştırmak için kullanılırlar. Bu sistemlerin işletme ve bakım maliyetleri, buhar sıkıştırımlı sistemlerle karşılaştırıldığında düşüktür. Düşük basınçta ikincil akışkanın sürüklenmesi için yüksek hızlı bir jetin kinetik enerjisinin kullanımı prensibine dayanan tipik bir ses üstü ejektör Şekil 3.5'de gösterildiği gibi basit bir mekanik elemandır, hareketli parçalara sahip değildir, bu yüzden az bir bakıma ihtiyaç duyar ve uzun ömürlüdür. Normal olarak,

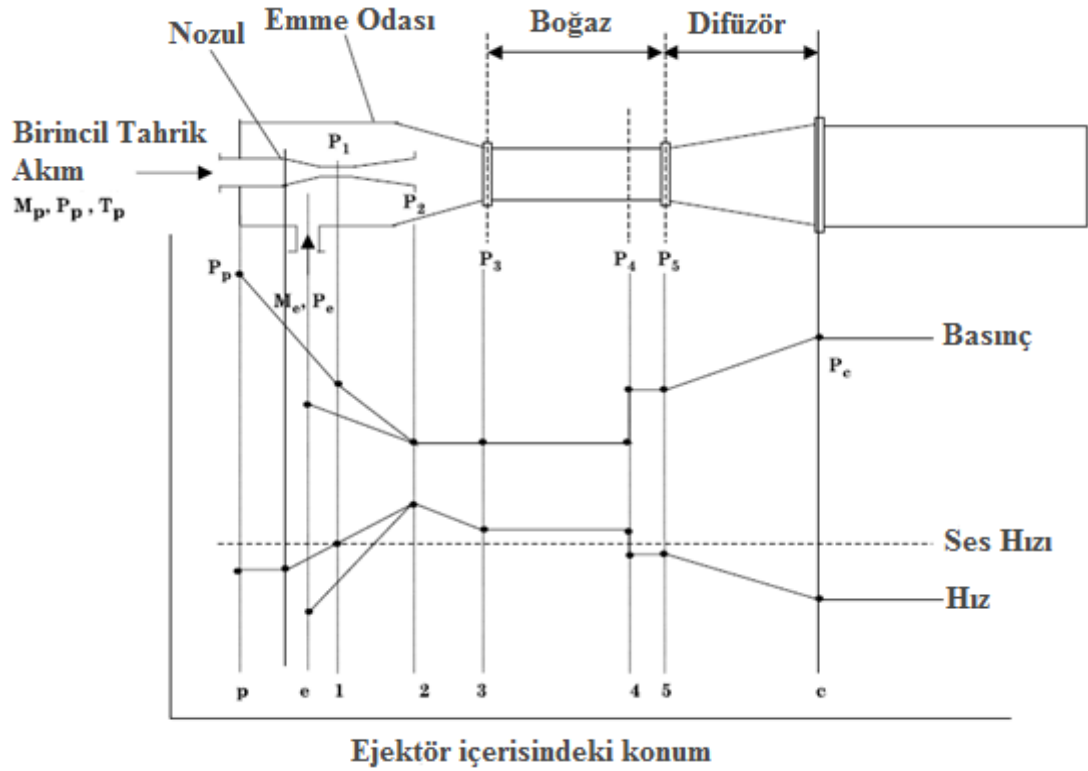
bir buhar ejektörü prensipte 4 eleman içerir; birincil bir yakınsak-ıraksak nozul içeren kesit, ikincil akış için bir emme kanalı, karışma amacıyla birincil ve ikincil akışkanlar için karışma kesiti ile normalde karışım akımının enlemesine bir şoka uğrayacağı ve aniden eşzamanlı statik bir basınç artışının üretileceği sabit bir alan kesiti ve içinde, karışım akımının basıncının kondenser basıncına kadar ulaştığında yayılması amacıyla bir difüzör kesiti (Şekil 3.5) [34,42].



Şekil 3.5. Bir ejektörün tasarım elemanları [47].

Ses üstü ejektörler, farklı enerji seviyesinde iki akışkan akımının yeniden sıkıştırılması ve karışması olayını gerçekleştirir. En yüksek toplam enerji ile akışkan, tahrik ya da birincil akım (\dot{m}_1) iken, daha düşük toplam enerji ile diğeri, ikincil ya da emilen akımdır (\dot{m}_2). Diğeri bir ifade ile ejektör içinde, emme basıncı ve tahrik (ya da itici) basıncı arasında duran bir karışım basıncı ile, en yüksek enerji seviyesinden en düşük seviyeye mekanik bir enerji transferi olayı gerçekleşir. Şekil 3.5’de gösterildiği gibi, buhar-jet soğutucu ejektörü şu şekilde işletilir: Isı jeneratör tarafından ısı kaynağından absorbe edilir ve bu ısı, yüksek bir basınçta sıvı soğutkanın buharlaşmasına sebep olur. Jeneratörde meydana getirilen yüksek basınçtaki ve sıcaklıktaki birincil akışkan (\dot{m}_1), ses üstü hıza ulaşmak amacıyla yakınsak-ıraksak nozul (birincil nozul) boyunca akar. Akışkan nozul çıkış düzleminde, dolayısıyla birincil ve ikincil akımların birleştirildiği karışma odası doğrultusunda, çok düşük bir basınç bölgesi yaratmak için ses üstü hıza sahip bir şekilde yelpaze gibi yayılır, düşük basınçtaki ve yüksek hızdaki birincil akım düşük

basıncıdaki ikincil akışkanı (m_2), sürüklenmeye sebep olan bir etki aracılığıyla evaporatörden karışma odası içine çeker ve karışma odası içinde ikincil akışkan birincil akım ile ivmelenir. Birleşik akım, karışma odası sonunda tamamen karışmış olarak toplanır ve akış hızı ses üstüdür. Sonra sabit kesit alanı içinde bir sıkıştırma etkisi meydana getirecek normal bir şok dalgası üretilir ve akış hızı sesaltı değerine düşürülür. Daha sonra akışkanın sıkıştırılması, ses altı difüzör kesiti boyunca, birleşik akım akışı olarak gerçekleştirilir. Bu birleşik akımın kinetik enerjisi, birleşik buhar akımının kondensere beslediği difüzör kesiti içinde basınç enerjisine dönüşür ve birleşik akım, ejektörün parçası olan difüzör içinde kararlı bir basınç sonrası ejektörü terk eder (Şekil 3.6) [6,10,32,34].



Şekil 3.6. Bir ejektörün iç geometrisi boyunca oluşan basınç – hız değişimleri ve ejektör içindeki akış karakteristikleri [7].

Şekil 3.6'a göre; tahrik akımı, (p) noktasında ses altı bir hız ile ejektöre girer. Akım akışları olarak ejektörün yakınsak bölgesi içinde basınç düşmekte ve hız artmaktadır. Akım, her bir akışın Mach sayısının eşit olduğu nozul boğazında ses hızına ulaşır. Nozulun iraksak bölgesi içinde kesit alanındaki artış, bir şok dalgası basıncı düşüşü ve ses üstü koşullarında bir hız artışı ile sonuçlanır. Birincil akışkan; birincil nozula

P basıncı ile girer ardından genişler ve sabit basınç karışma kesiti girişinde düşük bir basınç bölgesi oluşturup püskürerek açıldığı nozul çıkışında ses üstü hıza ivmelenir (I). İkincil akışın (S) noktasında basıncının (I) noktasına göre biraz daha yüksek olması dolayısıyla oluşan basınç farkı nedeniyle, ikincil akış karışma odasına sürüklenir. Birincil nozul çıkışında, ses üstü birincil akış (jet) ejektör duvarlarına doğru yayılır ve birincil ile ikincil akışın karışmadığı yakınsak ince bir kanal formu oluşur. İkincil akış, bu yakınsak kanal içinde ivmelenir ve boğulacağı (II) kesitinde ses hızına ulaşır. İşte bu (II) nolu kesit Munday ve Bagster tarafından “etkili alan” olarak tanımlanır [48]. Bu etkili alanın geçilmesinden sonra, tüm kesiti boyunca statik basıncın ve hızın sabit kaldığı varsayılan (III) noktasının sonuna kadar karışım akışı yer alır. Ejektör boğazı kesitinin altındaki yüksek basınç bölgesinin sebep olduğu (IV) noktasında, “şok konumu” olarak adlandırılan enlemesine bir şok dalgası ortaya çıkar. Bu şok, akışın Mach sayısını eş zamanlı olarak ses üstü hızdan ses altı hıza düşürdüğü için, sıkıştırma etkisi yaratarak ani bir basınç artışına sebep olur. Ses altı difüzörün kalanı boyunca ilerleyen akış için bir kademe daha sıkıştırma elde edilir. Difüzör kesitinde sıkıştırma sonrası durma noktasına gelen akış, sabit bir (VI) noktasına ulaşır. Bu şok dalgası bir boyutlu analiz metodunda, dikkate değer bir sıfır kalınlık ile sabit alan kesitinin sonunda oluşur. Huang vd., Munday ve Bagster 'ın metodunu, Freon-113 akışkanı ile bir ejektör tasarımı için kullanmışlardır [48,49]. Yazarlar, sürtünme ve ısı kayıplarını ihmal ederek, matematik denklemlerinde; kütle, momentum ve enerji korunumlarını uygulamışlardır. Üstelik, farklı işletme şartlarında ejektörün performans karakteristiğini bir deney ile gerçekleştirmişlerdir. Söz konusu araştırmacılar, Munday ve Bagster'ın öne sürdüğü gibi bir ejektör için boğulma şartlarında ikincil buharın etkili alanının büyüklüğünün sabit kalmadığını fakat işletme şartlarına bağlı olarak değiştiğini göstermişlerdir [48].

3.2.1. Ejektörlü Bir Soğutma Sisteminde Ejektörün Geometrik Modeli

Epey zamandır araştırmacılar, yüksek bir ejektör performansı geliştirmek amacıyla ejektör akış olayını anlamak ve incelemek için çalışmışlardır. Keenan ve ekibi, bir ejektör teorisini gerçekleştiren ilk gruptur [49,50]. Bu teori, “bir boyutlu ejektör” akış teorisidir ve geniş kapsamda karışma ve gaz dinamikleri teorisine dayanarak ejektör eksenini boyunca akışkanın özelliklerini öngörmek için kullanılmıştır. Bu teori,

geniş kapsamda kullanılmasına karşın çıkış basıncı düştüğünde sabit kapasite etkisini anlatamamıştır. Daha sonra, Munday ve Bagster, başarılı bir şekilde, hesaplamalar içinde etkili alan kavramını uygulamışlardır ve deneyler ile bu alanın uyumlu olduğunu göstermişlerdir [48]. Çalışmaları ile ikincil akış hızının ancak ses hızına ulaşması ile birincil ve ikincil akışkanların karışacaklarını göstermişlerdir.

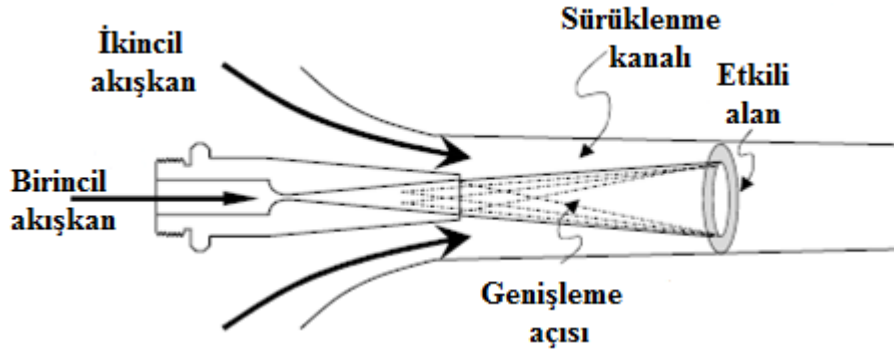
Ejektörün işletilmesi belirlenen her bir jeneratör ve evaporatör işletme şartı için, üç bölge içinde kategorilendirilir: Karışma odası içinde akışın boğulması, boğulmayan akış ve tersine akış. Ejektör “kritik kondenser basıncı” altında işletildiğinde, COP ve soğutma kapasitesi sabit kalır. Kondenser basıncı arttırıldığında şok konumu, ikincil akışın sürüklenmesi üzerinde herhangi bir etkisi olmaksızın, karışma odası içinde tersine yönelir. Eğer kondenser basıncı daha fazla artar ise, ejektör fonksiyonunu tamamen kaybeder ve akış, evaporatöre doğru ters akar [34].

Yapılan çalışmalarda esasen ejektör tasarımının iyileştirilmesi üzerine; öncelikle izentropik verimlilik ile ilişkili varsayımların çoğu düşünüldüğünde, sürtünme ısısının ve teorik tasarımlar üzerine basınç kaybının etkilerini içerecek şekilde yoğunlaşmıştır. İkinci olarak araştırmalar, ejektör boğaz profilleri elde etmeyi ve en uygun çalışma akışkanını bulmayı amaçlamıştır.

3.2.2. Ejektör İçerisinde Boğulma Olayı

Birincil akış daima birincil nozul boyunca genişlerken boğulur. Bu nedenle, nozul boyunca kritik kütle akışı; jeneratördeki doyma basıncına, akışın üst akım şartlarına ve birincil akışın kızgınlık seviyesine bağlıdır. Bununla birlikte nozul boyunca, kızgınlık seviyesi sonuçlarının birincil kütle akışı üzerindeki etkisinin, jeneratör şartları ile karşılaştırıldığında çok küçük olduğu anlaşılmıştır [10]. İtici nozulun giriş ve çıkış kesitlerinde termodinamik özellikler kullanılarak, birincil akış boğulması, Mach sayısının uyumlu olduğu kesitte belirlenebilir. Bu kesit, ejektörlü soğutma sisteminin seçilen bir kapasitesinde birincil nozuldaki boğaz geometrisinin kararlaştırılmasına yardımcı olur. Emme girişinde, ikincil akış hızı çok düşüktür. Bununla birlikte ikincil akış, birincil akış ile karıştıktan sonra momentum alır ve birlikte ivmelenirler. Emme odası sonrası, ejektör duvarındaki akışkanların hız farkı

ve birincil akışkanın hız merkezi (jet) çok yüksektir (Bkz. Şekil 3.6). Bu hız farkı, ayrı bir akış tabakasına sebep olur. Yüksek hızlı birincil akış başka bir duvarmış gibi davranır. Bu yüzden, ikincil akış için boğulma şartı ortaya çıkmış olur. Birincil nozul çıkışından gelen ses üstü akış (jet), bir “genişleme açısı” etkisi altında ikincil akışkan ile karışmadan ejektör duvarlarına doğru yayılır ve karışma odası içinde birincil ile ikincil akışkan arasında ince keskin bir katman şekillenir. Bu katman akışkanların karışmasını, zayıflayana ve kırılana kadar belli bir mesafe engeller. Bu olay, ikincil akışın karışma öncesi, ejektör eksenine yönelmiş yakınsak bir koridoru izlediği varsayımını destekler. Bu yakınsak koridor için varsayım dayalı boğaz, bilinen kütle akış oranı ve ikincil akışın girişteki özellikleri kullanılarak belirlenir. Bu akış, ikincil akışkan için yakınsak kanal içinde statik basıncın etkisi ile hızın yükselmesine sebep olur. Diğer bir ifade ile, bu kanal ikincil akışkan için “sürüklenme kanalı” olarak tanımlanır. İkincil akışkan, bu yakınsak kanal boyunca genişleme açısının belirlediği çapraz kesit alanında akar ve karışma süreci; ikincil akışkanın, en büyük kütle akış oranının elde edildiği akış hızının ses hızına eşit olduğu sırada, sabit alan kesitli odaya girmeden önce sabit bir basınçta boğulması sonrası başlar. İkincil akışkanın boğulduğu akış alanı, “etkili alan” (Şekil 3.7) olarak tanımlanmıştır [48].



Şekil 3.7. Ejektör boğazında oluşan etkili alan [10].

Karışım akışkanının akışının ses üstü olmasından ötürü, akışı ses altına taşıyan normal bir şokun oluşumu, akışkanın difüzöre girmesinden önce beklenir. Mach sayısının uyumlu olmaya başladığı boğulma aşamasının, oluşan şok dalgası ile birleştiği kabul edilir. Böylece, karışım akışkanını akışı içinde şok olayı, baskın bir şekilde boğulmanın karşısına çıkar ve karışım akışkanındaki boğulma analizleri için yapılan formülasyonlar yetersiz kalır [10].

Ejektör çevrimi en iyi, sürüklenme oranı ve kritik kondenser basıncı ile karakterize edilebilir. Sürüklenme oranı, evaporatör boyunca gelen ikincil kütle akışının jeneratörden gelen birincil kütle akışına oranı olarak tanımlanır. Ses üstü buhar-jet ejektörlerinde benzersiz bir özellik ile, ejektörün sürüklenme oranı, geniş bir kondenser basıncı aralığında sabittir. Munday ve Bagster tarafından; ikincil akışın daha fazla boğulamayacağı yeterince yüksek bir kondenser basıncı noktasına kadar ki ikincil akışın boğulması olayı ile, sürüklenme oranının kondenser basıncından bağımsız olduğu ve sürüklenme oranının kondenser basıncının daha fazla artması ile hızlıca düşeceği ifade edilmiştir [48]. Sürüklenme oranı değerinin düşmeye başladığı andaki kondenser basıncı değeri kritik kondenser basıncı (P_{CO^*}) olarak tanımlanır [8].

3.2.3. Ejektör İçerisindeki Tersinmezlikler

Ejektörlerin düşük ısı verimlilikleri, termodinamik tersinmezliklerin sonucudur. Bu nedenle, ejektör tasarımını iyileştirmek için, her bir proses içerisindeki kayıpların kaynakları sayısal olarak belirlenmelidir. Bazı araştırmacılar nozul ve difüzör içinde oluşan bu tersinmezlikleri, sürtünme etkilerinden dolayı basınç kaybını hesaba katan izentropik verimlilikleri tanıtarak dikkate almışlardır. Geleneksel buhar-jet'lerde tersinmezliğin önemli bir kaynağı, birleşik akımın difüzör içinde ses üstü hızdan ses altı hıza kesilerek sıkıştırılması ile ortaya çıkan sıkıştırma şok proseslerinin varlığıdır. Normalde şok dalgaları yalnızca ejektörün iraksak kesitinin ilk kısmı içerisinde ya da sabit alan kesitinin altında şekillenir (Bkz. Şekil 3.6).

Tersinmezliğin esas kaynakları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- a) Normal şok dalga kayıpları,
- b) Bünyesinde bulunan şok dalga kayıpları,
- c) Kinetik enerji kayıpları,

d) Karışma odasındaki ikincil akış ile birincil akış arasındaki etkileşimden kaynaklı kayıplar.

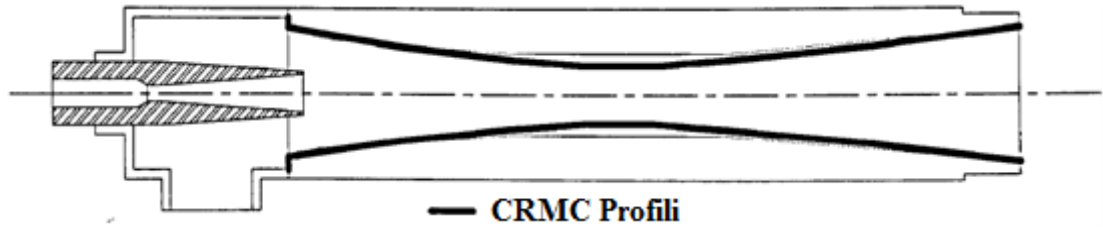
Karışma bölgesi içerisindeki bünyesel şok dalgaları ve karışmadan kaynaklı tersinmezliklerin bazıları, uygun çalışma akışkanının seçimi ile ve ayarlanabilir nozul pozisyonu ile ortadan kaldırılabilir [52].

Kinetik enerji kayıpları, difüzör içerisinde ve nozulun yakınsak kısmında ortaya çıkarlar. Bu kayıplar, akış ayrılmalarının sebep olduğu sürtünme etkileridir. Akış ayrılmaları, çoğunlukla, akış bölgesinin hızlı bir şekilde artması sonucu, ıraksak boğazın (geçişin) üzerinde ortaya çıkarlar. Bu durum, ejektör duvarı çevresinde güçlü türbülansların oluşmasına sebep olur. Bununla birlikte, bu kayıplar; difüzör ile nozul arasındaki aksel hizanın uyumluluğu ve iyi bir yüzey düzgünlüğü ile azaltılabilir. Pratikte, bu azaltım, imalatının daha az zor olmasından dolayı geniş ejektör nozulları ile kolayca ulaşılabilir. Nozul verimliliği buna göre seçilebilir.

Arbel vd.; entropi üretim metodu kullanarak ejektördeki tersinmezliklerin bir analizini sunmuşlardır. Yapılan çalışmada, entropi üretiminin ejektör içerisindeki kayıplara eşit olduğunu ve bundan dolayı bu metodun tasarım iyileştirmelerinde ve geliştirmelerinde kullanılabilceği kanıtlanmıştır [53].

Çalışma akışkanı ejektör boyunca geçtiğinde, farklı kesitlerde duvar sürtünmesi ve momentumdaki değişimler nedeniyle kayıplara odaklanılır. Bu kayıplar, akış yolu temelinde belirlenir, hesaplanır ve birincil akışkan, emme ya da ikincil akışkan, karışım akışkanı akışı ve difüzör verimliliği için nozul verimliliğine göre isimlendirilir. Birincil, ikincil ve difüzör içindeki karışım akışkanı akışı için kayıp katsayıları çok hassas değildir ve bu yüzden, değerler izentropik prosesler ile karşılaştırılarak yaklaştırılır. Fakat karışım akışkanı, silindirik karışım odası boyunca ilerlediğinde, sürtünmeden dolayı kayıplar ortaya çıkar. Sürtünme katsayısı, karışım akışının verimliliğine ve önemli ölçüde ejektörün çıkış basıncına karar verilirken çok hassas bir faktör olarak karşımıza çıkar. Akışkan, yüksek Reynolds sayısı ile ses üstü hız ile sabit alan karışma odasına girdiğinde, normal bir şok silindirik odanın sonunda şekillenir. Normal şok sistemi ile ilgili kayıplar, karışım akımında toplam

basınç kaybına sebep olur ve bu nedenle bir ejektörü fonksiyon dışı bırakabilecek maksimum çıkış basıncını düşüren bir etkiye sahiptir. Bunun yanı sıra, sistem verimliliğini iyileştirmek amacıyla, en yüksek kritik basıncın sürekliliğini sağlamak için normal şokun etkisi küçültülmelidir. CRMC ejektör modeli ile, en uygun akış boğaz alanını sağlayan bir difüzör geometrisi Eames tarafından üretilmiştir [54]. CMA (Sabit Karışma Alanı) ve CPM (Constant Pressure Mixing) modellerinin faydalarının birleştirildiği ve daha iyi işletim sağlaması beklenen ve “momentum değişiminin sabit oranı (CRMC)” olarak adlandırılan bu model kavramı içinde, difüzörün ya da ejektörün yakınsak kesitinin yeni bir profili öngörülmüştür. CRMC modelinde sürüklenme oranının ve COP değerinin CPM modelinkinden biraz daha yüksek olduğu iddia edilmiştir. Bu formun, tasarım işletme şartlarında termodinamik şoku azaltması beklenir, bu yüzden, bir ejektörün performansını artırır. Şekil 3.8, CRMC metodu kullanılarak tasarlanmış bir difüzör geometrisini göstermektedir.



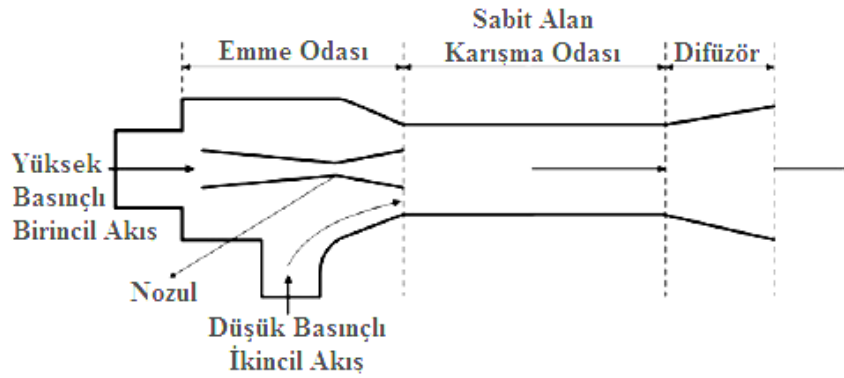
Şekil 3.8. Bir CRMC ejektör geometrisi [7].

CRMC modeli ile tasarlanan ejektör geometrisi, girişten çıkışa kadar kademeli olarak statik basıncın artışına izin vermektedir, bu nedenle, tasarım noktasındaki işletme şartları altında, termodinamik şok prosesi görünmeyecek ve dolayısıyla ortaya çıkan kayıplar küçültülmüş olacaktır.

3.2.4. Sistem Karakteristiği

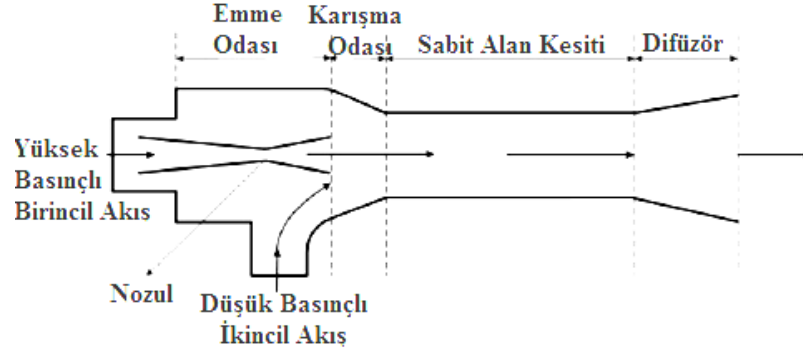
Tipik olarak ejektörler, birincil nozul çıkışındaki karışma kavramına dayalı olarak iki tipte kategorilendirilir. Bu iki tip ejektör, farklı durumlar için kullanıma uygundur. Hangi alanda uygulandığına ve hangi tasarım metodunun kullanıldığına bakılmaksızın, bütün ses üstü ejektörlerin işletilme prensibi aynıdır. Ejektör tasarımı için bir boyutlu teoriye dayanan iki kavram vardır. İlki “sabit alan karışma metodu”

olarak Keenan ve Neuman tarafından tanıtılmıştır [50]. Keenan vd., bir çalışma akışkanı olarak ideal gaz ile işletilen ve matematik analizlerinin gaz dinamiklerine dayalı olduğu bir boyutlu (1-D) ejektör teorisini geliştirmişlerdir. Isı ve sürtünme kayıpları, analizler için dikkate alınmamıştır. Sabit alan metodu Şekil 3.9’da gösterildiği gibi birincil nozul çıkışının sabit alan boğazına yerleştirildiği sabit karışma alanı (CMA) olan bir ejektör tasarım modelidir. Sabit alan karışma tip bir ejektör, üç bölümden oluşur; bir nozul, sabit bir karışma alanı ve bir difüzör. Yüksek basınçtaki birincil akış ile düşük basınçtaki ikincil akış arasındaki karışma sabit alan girişinde oluşur [45].



Şekil 3.9. Ejektör tasarımında sabit alan karışma modeli [45].

İkinci kavram yine Keenan tarafından tanıtılan “sabit basınç tasarım metodu (CPM)”dur [51]. Bu prensibe göre tasarlanan ejektörler daha iyi performans sağladığı ve imalat kolaylığı gerekçesiyle en yaygın şekilde uygulanmaktadır. Sabit basınç tasarımında ejektör geometrisinin birincil nozul çıkışı, sabit alan kesiti önündeki sürüklenme kanalı olarak adlandırılan yakınsak alan boğazına yerleştirilir (Şekil 3.10). Sabit basınçlı karışma tip bir ejektör, dört bölümden oluşur; bir nozul, bir karışma odası, sabit bir alan ve bir difüzör. Birincil ve ikincil akışlar arasındaki karışma, karışma odasında ya da emme odasında oluşur [45].



Şekil 3.10. Sabit basınç karışma modeli [45].

CMA modeli, CPM modeline göre daha fazla kütle akış oranı çekebilme yeteneğine sahip olduğu halde, CPM modeli daha geniş yoğuşma basınç aralıklarında daha esnek veya daha uygun bir işleme sahiptir.

Ejektör tasarımı üzerine yukarıda ifade edilen tasarım teorileri temeline dayanan bir dizi teorik ve deneysel inceleme yapılmıştır. Araştırma çalışmalarının çoğu, gerçek gazların termodinamik özelliklerinin kullanılması ile ideal gaz varsayımının sebep olduğu analitik hataların ortadan kaldırılması üzerine gerçekleştirilmiştir [25,54,55]. Bazı çalışmalar, hem gerçek hem de ideal gaz kabulü ile, özellikle su buharı kullanıldığı zaman, karışma odasındaki yüksek hızlı ve düşük basınçlı akışkanların ideal gaz gibi davranmalarından dolayı, benzer sonuçları göstermişlerdir. Daha yüksek moleküler ağırlığa sahip akışkanlar için, farklı sonuçlar gözlenmiştir [56-59].

3.2.5. Ejektörlü Soğutma Sistemlerin Performans Karakteristiği (Termodinamik Yapısı)

Soğutma uygulamaları için en önemli parametreler; sürüklenme, genişleme ve sıkıştırma oranlarındaki koşullar içinde tanımlanır:

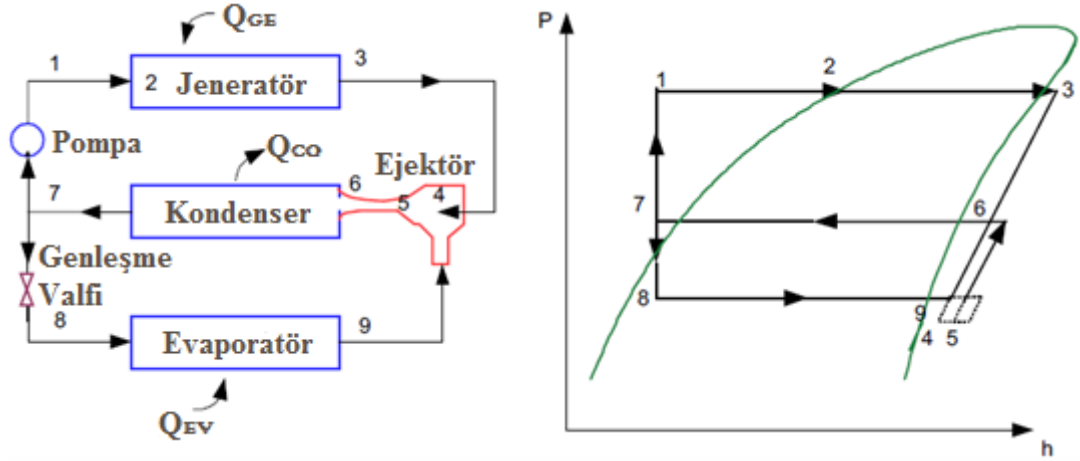
- Sürüklenme oranı (R_m): İkincil akışkanın kütleli debisinin birincil akışkanın kütleli debisine oranıdır.
- Genleşme oranı: Birincil akışkan basıncının ikincil akışkan basıncına oranı olarak tanımlanır.

c) Sıkıştırma oranı: Sıkıştırılmış akışkan basıncının ikincil akışkan basıncına oranıdır.

Sürüklenme oranı, bir soğutma çevriminin enerji verimliliği ile ilişkilidir dolayısıyla ejektör geometrisinin ve işletme şartlarının bir fonksiyonudur, bu yüzden sisteme karşılık gelen COP, sürüklenme oranına bağlı olarak değişir. Bununla birlikte, belirli soğutucu sistem işletme şartları altında tasarlanan sabit ejektör geometrisi için, sistemin en büyük COP değeri en yüksek sürüklenme oranı değerinde elde edilir. Verilen bir birincil ve ikincil basınç için en yüksek sürüklenme oranı değeri, sıkıştırma oranı değerinin küçülmesi ile gerçekleştirilecektir.

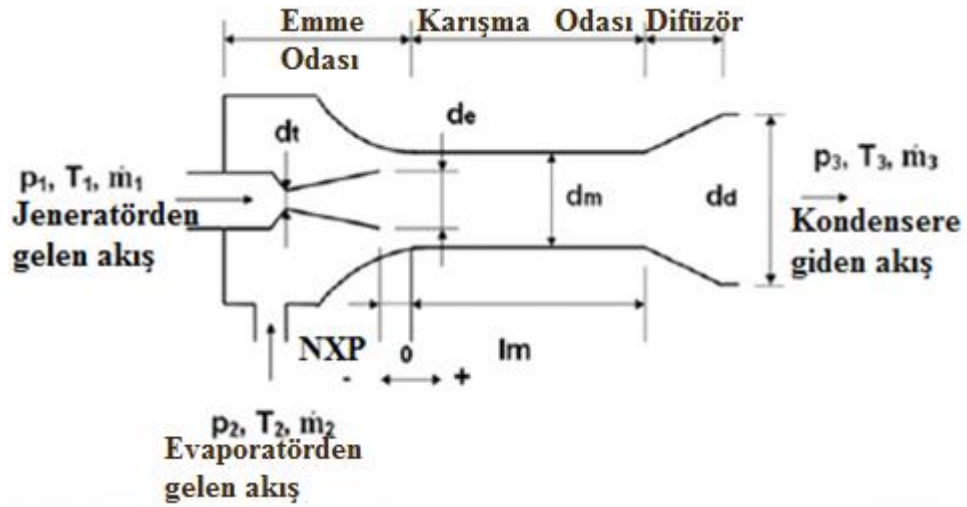
Pratikte ikincil akış miktarı, genellikle ihtiyaç duyulan soğutma miktarı tarafından karar verilir. Bu nedenle, verilen bir ikincil akış için birincil akışı minimize etmek tasarımcının çabasını gerektirir. Bunu gerçekleştirebilmek için ejektör içerisinde ortaya çıkan tersinmezliklerin minimize edilmesi gerekir.

Bir ejektör performansını ifade etmek için genellikle birkaç parametre vardır. Soğutma sisteminin çalışma performansı sıklıkla, evaporatördeki soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{EV}) ile jeneratör enerji girişi (\dot{Q}_{GE}) ve mekanik pompa tarafından tüketilen iş (\dot{W}_{Pr}) arasındaki oran olarak tanımlanan performans katsayısı aracılığı ile ölçülür, ancak, sirkülasyon pompası tarafından sıvı soğutucu akışkanın tahrik edilmesi için harcanan güç, tipik olarak jeneratöre sağlanan toplam ısıl enerji karşısında % 1'den daha az olduğu için, termodinamik hesaplamaları basitleştirmek amacıyla genellikle ihmal edilir. Bir ejektör soğutma sistemi, termodinamik durumunu da içeren Şekil 3.11'de gösterildiği gibi; bir jeneratör, kondenser, evaporatör, ejektör, pompa ve genişleme valfi elemanları aracılığıyla oluşturulur.



Şekil 3.11. Ejektör Soğutma Sistemi'nin termodinamik yapısı [60].

Ejektör, altsimgeleri 1, 2 ve 3 olarak sırasıyla girişteki birincil ve ikincil akışları ve çıkıştaki akışı karşılayan, esas işletme parametreleri ile Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Ejektör yapısı [28].

Ejektördeki, boğaza ait iraksak-yakınsak kesit alanından ejektörün ana nozul çıkışına, karışma odasındaki silindirik giriş ve difüzör çıkışı için aşağıdaki boyutsuz geometrik parametreler sonucu [7,11,28,61]:

a) Ejektör alan oranı:

$$\phi = \left(\frac{d_m}{d_t} \right)^2 \quad (3.1)$$

b) Ana nozul alan oranı:

$$\psi = \left(\frac{d_e}{d_t} \right)^2 \quad (3.2)$$

Diğer önemli ejektör geometrik ilişkileri:

c) Karışma odası uzunluk oranı:

$$L_m = \frac{l_m}{d_m} \quad (3.3)$$

d) Ana nozul ayrılma uzaklık oranı:

$$L_n = \frac{NXP}{d_m} \quad (3.4)$$

Ejektörün dikkate alınması gereken termodinamik parametreleri:

e) Sürüklenme oranı:

$$R_m = \frac{\text{sekonder akış kütleli debi}}{\text{primer akış kütleli debi}}$$

$$R_m = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (3.5)$$

f) Kütleli Debi:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 v_1 A_1 \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (3.7)$$

olarak tanımlanabilir. Burada;

$$A_1 = \pi D_1^2 / 4 \quad (3.8)$$

$$A_2 = \pi (D_2^2 - 2D_1^2) / 4 \quad (3.9)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Şekil 3.11 dikkate alındığında, ECS içindeki işletme parametrelerine göre performans katsayısı:

$$COP = \frac{\text{evaporatördeki soğutma etkisi}}{\text{jeneratördeki ısı oranı}}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE}} \quad (3.10)$$

\dot{Q}_{EV} , \dot{Q}_{GE} : Evaporatörde ve jeneratörde transfer edilen ısı akış miktarları şu şekilde tanımlanırlar;

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_1 \times (h_1 - h_3) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_2 \times (h_2 - h_3) \quad (3.12)$$

Değerler yerine konulduğunda;

$$COP = R_m \times \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_3)} \quad (3.13)$$

olur ve;

$$COP = \frac{(\dot{m}_2 \times \Delta_{hEV})}{(\dot{m}_1 \times \Delta_{hGE})} \quad (3.14)$$

olarak tanımlanır. Burada, Δ_{hEV} ve Δ_{hGE} sırasıyla evaporatör ve jeneratördeki entalpi farklarıdır, \dot{m}_1 ve \dot{m}_2 sırasıyla birincil ve ikincil buharın kütle akış miktarlarıdır. Böylece, ejektörün sürüklenme oranı (3.5) doğrultusunda çevrimin COP'si;

$$COP = R_m \times \left(\frac{\Delta_{hEV}}{\Delta_{hGE}} \right) \quad (3.15)$$

olarak yeniden düzenlenebilir. Şekil 3.12'deki ejektör modeli dikkate alınır ise;

$$\Delta_{hEV} = h_2 - h_3 = c_{pEV} \times (T_{EV} - T_{CO}) \quad (3.16)$$

$$\Delta_{hGE} = h_1 - h_3 = c_{pGE} \times (T_{GE} - T_{CO}) \quad (3.17)$$

olmak üzere; tüm sistemin performansı (3.15) denklemi ile ifade edilebilir.

3.2.6. Karakteristik Soğutucuların Seçimi

Son yirmi yıla aşkın bir süredir hem iklimlendirme hem de soğutma uygulamaları için verimli sistemler elde edilmek istenildiğinden, buhar-jet soğutma sistemlerinde düşük kaynama noktasına sahip soğutucular daha önemli bir yer tutmuştur. Ejektör içinde soğutma çevriminin genişleme aşamasında soğutucu akışkan, ejektörü; doymuş bir sıvı akım ve doymuş bir buhar akımı şeklinde ikiye bölünerek terk eder. Ejektör çıkışındaki buhar kalitesi kararlı bir sistem içinde doymuş buhardaki kütle yüzdesine eşit iken, iki akımın kütle oranları ejektör içindeki sürüklenme oranına eşittir. Bu nedenle, ejektörün sürüklenme oranı buhar kalitesi ile ilişkilidir, dolayısıyla soğutucu akışkanın seçiminde termodinamik özelliklere dikkat edilmelidir. Son zamanlarda araştırmalar, geniş ölçüde performansı iyileştirmek amaçlı yapılmaktadır.

Ejektörlü soğutma sistemlerini çalıştırmak için geçerli yeni soğutucuların araştırılması çift bir amaca dönüktür:

- a) ECS'lerin performansını iyileştirmek
- b) ECS'lerin ekolojik etkilerini azaltmak.

ECS içinde halokarbon (halojenli hidrokarbonlar) soğutucuların kullanılması işletmenin kullanılabilirliğinde oldukça uygun seviyelerde iyi bir yeterliliğe ulaşmıştır. Fakat bu soğutucu gazların, soğutma prosesi içerisinde tekrar kullanılmaması ve zamanla çevreye atılması; doğal çevrenin kirlenmesine, atmosferde sera etkisinin artmasına ve canlıları güneşten gelen zararlı ışıklardan koruyan ozon tabakasının, yapılarında bulunan klor ve brom atomlarının serbest kalması sonucu zayıf ozon moleküllerini parçalaması nedeni ile tahrip olmasına sebep olmaktadır. Bu olumsuz gelişmeler, aralarında küçük soğutma sistemleri için önerilir adaylardan hidrokarbonlar gibi çevre dostu yeni alternatif soğutucu akışkanların araştırılmasını gerekli kılmıştır. Hidrokarbonlar, ihmal edilebilir ya da geçersiz ozon tüketme ve küresel ısınma potansiyelleri ile çevre dostudurlar fakat oldukça iyi yanıcı (parlayıcı) oldukları kadar patlayıcıdırlar ve pratik kullanımlarında özel yönlendirmeler isterler. Tipik ECS soğutma uygulamalarında soğutucu olarak bazı hidrokarbonlar kullanılarak ECS'nin termodinamik anlamda nasıl davrandığını belirlemek için, güvenilir teorik araştırmalar yapılmıştır [2].

Çeşitli alternatif soğutucu akışkanların kullanımı doğrultusunda yapılan araştırmalar, üç ana soğutucu akışkan grubu üzerinde yoğunlaşmıştır [62]:

- a) CFC ve HCFC'lerin ortaya çıkması ile birlikte soğutma piyasasından çıkmış, ancak küresel ısınma problemi ile birlikte tekrar gündeme gelmiş olan, doğal soğutkanların kullanılması.
- b) Çoğunlukla doğal soğutkanların, dimetil eterin ve HFC'lerin farklı oranlarda karışımlarından oluşan, yeni karışımların üretilmesi ki; soğutucu akışkanların

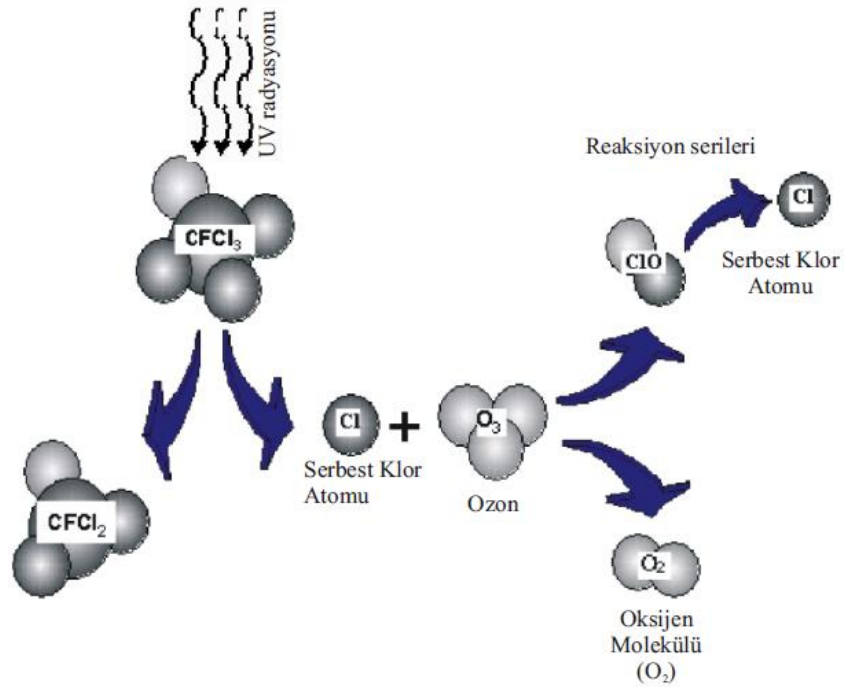
neden olduğu çevresel problemlerin önüne geçilmesinin bir yolu da yeni soğutucu akışkanların geliştirilmesidir.

- c) Geliştirilmiş olan, R-1234yf, R-1234ze gibi karışım halindeki soğutucu akışkanların kullanılması: Zeotropik ve azeotropik olmak üzere iki kısma ayrılan soğutucu akışkan karışımları, çözeltilerdir. Yani mekanik olarak ayrılamayacak bileşenlere sahiptir. Zeotropik karışımında sabit basınçta faz değişimi esnasında sıcaklık değişmektedir. Dolayısıyla yoğuşma sıcaklığı hem basıncın hem de karışım oranının fonksiyonu olmaktadır. Karışımın sadece belli bir oranında gerçekleşen azeotropik karışımlarda ise bu sıcaklık aralığı oluşmaz. Yani karışım o noktada aynı buhar ve sıvı bileşimine sahiptir. Azeotropik karışım, saf akışkan gibi davranır.

3.2.6.1. Temel Kavramlar

Soğutucu akışkanların çevreye olan etkileri konusunda bilinmesi gereken bazı önemli kavramlar şunlardır:

- a) Ozon Tüketme (Aşındırma) Potansiyeli (Ozone Depletion Potential, ODP): Ozon tabakasının tükenmesi probleminin temelinde, CFC ve HCFC gibi halojenli bileşiklerin doğaları gereği sahip oldukları ve onları bir soğutucu akışkan olarak avantajlı kılan “kararlılık” özellikleri yatar. CFC’lerin ve HCFC’lerin parçalanmaları son derece zor olduğundan, stratosfere geçene kadar uzun yıllar boyunca atmosferde kalırlar. Burada yoğun mor ötesi güneş radyasyonunun varlığı ile moleküller parçalanır ve bu parçalanma sonucunda klor iyonu açığa çıkar. Ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştüren bu serbest klor iyonlarıdır (Şekil 3.13). Bir maddenin ozon tabakasına zarar verme riskini ifade eden ozon tüketme potansiyeli, uzun ömürlü oluşu ve bileşiminde üç klor atomu bulundurması sebebi ile ozon tabakasına en büyük etkiyi göstermesinden dolayı ODP’si 1 olarak kabul edilen R11 molekülü referans alınarak ifade edilir [63].



Şekil 3.13. CFC'lerin Ozon Tabakası üzerine etkileri [64].

- b) Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential, GWP): Bir soğutucu akışkanın radyasyon enerjisini tutmadaki bağıl yeteneğini belirten normalize edilmiş bir göstergedir. Diğer bir ifade ile, sera gazı tesiri ile gezegen ısınma etkisinin bir göstergesidir ve küresel ısınma potansiyeli değerleri GWP'si 1 olan karbondioksit (CO_2) referans alınarak hesaplanır [65].
- c) Yaşam Boyu İklim Performansı (Life Cycle Climate Performance, LCCP): İklimlendirme sistemlerinin yarattığı karbondioksit salınımı etkisini belirlemenin bir yolu da LCCP'nin (life cycle climate performance) hesaplanmasıdır. LCCP; iklimlendirme ve soğutma uygulamalarından kaynaklanan sera gazlarını en aza indirmek ve en çevreci soğutkanı belirlemek için kullanılacak en kapsamlı yöntemdir [66].
- d) Emniyet: Bir soğutucu akışkanın çevre dostu olarak kabul edilebilmesi için bir diğer etki de soğutucunun emniyetli bir şekilde kullanılabilir olmasıdır. Emniyetin sağlanması da soğutucu akışkanın iki temel özelliği ile ilgilidir. Bunlar soğutucu akışkanın zehirlenme etkisi (zehirliliği) ve yanıcılık (parlayıcılık) özelliğidir. Soğutucu emniyet sınıflandırmaları, amacı; eşsiz bir

şekilde bir sistemi tesis etmek için, soğutucuları belirlemek, soğutucuların referans numaralarını tayin etmek, güvenlik sınıflandırmalarını ve soğutucu konsantrasyonlarını belirlemek olan ASHRAE 34:2010 standardına göre düzenlenmiştir [67]. Zehirlilik sınıfını içeren A ya da B harflerini, parlayıcılık sınıfını içeren 1, 2 ya da 3 sayılarının takip etmesi ile oluşan bir sınıflandırmadır (Çizelge 3.2). İzin verilen maruz kalma limiti (PEL: Permissible Exposure Limit) olarak adlandırılan değer 30 dakikadan kısa bir süre içerisinde sağlığı kötü bir şekilde etkilemeyecek maksimum limiti göstermektedir. Yanma limitlerini belirleyen iki kavram; alt yanma limiti (LFL: Lower flame limit) ve üst yanma limitidir (UFL: Upper flame limit). Alt yanma limiti bir soğutucu akışkanın yanması için ortamda bulunması gereken minimum miktarını belirtmektedir. Üst yanma limiti ise yanma oluşması için havada bulunabilecek maksimum soğutkan miktarını göstermektedir. Havadaki soğutkan yüzdesi belli bir miktarın üzerine çıktığı zaman yanmayı sağlayacak yeterli oksijen miktarı bulunamamaktadır. Soğutucu karışımları, zehirlilik ve parlayıcılık için ayrı ayrı karar verilerek karışımın parçalanması durumundaki en kötü kompozisyonlarına dayalı olarak benzer şekilde sınıflandırılır. Bazı durumlarda, parçalanmış durumun en kötü şekli orijinal formülasyondur [67].

Çizelge 3.2. Soğutucu akışkan emniyet grupları [68].

Emniyet Grubu Sınıflandırması		Daha düşük zehirleyicilik Sınıf A: PEL>400 ppm	Daha yüksek zehirleyicilik Sınıf B: PEL<400 ppm
Sınıf 3: Daha yüksek parlayıcılık (HFL)		A3	B3
Daha düşük parlayıcılık (LFL)	Sınıf 2: Yanma hızı > 10 cm/s	A2	B2
	Sınıf 2L: Yanma hızı ≤ 10 cm/s	A2L	B2L
Sınıf 1: Alev yayılması yok		A1	B1

Uygun çalışma akışkanını seçimi ejektör soğutma sistemi tasarımında vazgeçilmez bir rol oynar. Çalışma akışkanını seçerken dikkate almamız gereken öncelikler şunlardır:

- Termodinamik Özellikler: Çalışma akışkanının termodinamik özellikleri ejektörlü soğutma sisteminin performansı üzerinde doğrudan bir etkiye

sahiptir. Çalışma akışkanının seçiminde bir takım önemli kritik değerlendirmeler yapılmalıdır. Bunlar şu şekildedir [34, 69]:

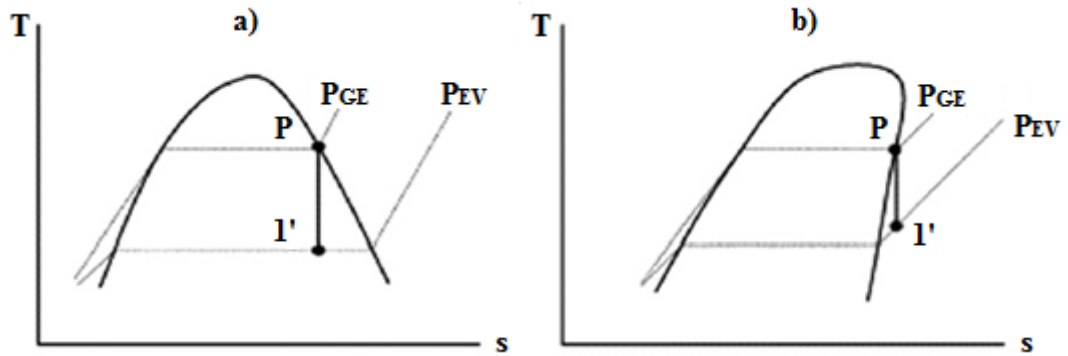
- a. Sistemde geniş oranda gaz fazında akışkan kullanılabilmesi için akışkan, yüksek bir gizli buharlaşma ısısına ve küçük özgül hacme sahip olmalıdır. Bu özellikler sayesinde üstelik, tasarlanan soğutma kapasitesi için sirkülasyon miktarının azaltılması ve geniş çaplı boru kullanımından kaçınılması mümkün olur.
- b. Pompanın ihtiyaç duyduğu gücü azaltmak ve jeneratör imalatından doğacak risklerden kaçınmak için, jeneratördeki işletme basıncı çok yüksek olmamalıdır. Ayrıca çalışma akışkanı, uygun sıcaklıklarda ve basınçlarda buharlaşabilmeli ve yoğuşabilmelidir. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için, evaporatör tarafındaki basıncın daima atmosfer basıncından yukarıda olması tercih edilir.
- c. Soğutucu akışkanın, yüksek kritik sıcaklığa sahip olması beklenir.
- d. Soğutucu akışkan; korozif, zehirli, parlayıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- e. Seçilen çalışma akışkanının iç yapısında, ısı transferini yükseltebilecek elverişli taşınım özellikleri olmalıdır.
- f. Yüksek molekül ağırlığına sahip akışkan kullanılarak, yüksek sürüklenme oranları elde edilebilir.
- g. Akışkanın buhar fazının öz ısısı yüksek, sıvı fazının ki ise, sırasıyla alt soğutma derecesini arttırmak ve aşırı ısıtma bölgesini küçültmek için düşük olmalıdır.
- h. Akışkan, küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve oldukça düşük ozon tüketme potansiyeli (ODP) ile çevre dostu olmalıdır. Bu durum, yeni sistemlerde seçilen soğutucular için önemli bir konudur. Montreal ve Kyoto protokolleri gibi

uluslar arası anlaşmalardaki yaptırımlardan dolayı son yirmi yıldır radikal bir değişim yaşanmaktadır. Bu protokoller, küresel çevresel konulara işaret etmektedirler ve bütün soğutucuların çevre açısından emniyetli (zehirleme etkisi (zehirliliği) ve yanıcılık (parlayıcılık) etkisi olmamalı) olmasını garanti edecek kılavuzluğu sağlamaktadırlar. Bu nedenle, çeşitli alternatif soğutucular, “çevre dostu” olarak tanıtılmaktadır ve yeni sistemlerin tasarlanması için geliştirilen projelerin büyük bir miktarı bu yeni çevre dostu akışkanlar ile gerçekleştirilmektedir.

b) Ekonomiklik ve erişilebilirlik: Akışkan düşük maliyetli ve piyasada bulunabilir olmalıdır [69].

c) Isıl Kararlılık, Materyallerle Uyumluluk ve Yağlama Yağları ile Karışabilirlik: Bir soğutucu akışkanın bir soğutma uygulamasında kullanılabilir olması için; ısıl kararlılığa sahip olması, soğutma sisteminde kullanılan materyallerle ve diğer akışkanlar ile uyumlu olmasını temin edecek şekilde kimyasal olarak aktif olmaması ve yağlama yağlarının özelliklerini değiştirmeyecek şekilde yağlayıcılar ile karışabilir olması gerekmektedir [69].

d) Doyma Buhar Çizgisi: Çalışma akışkanlarının, T-s diyagramı üzerinde doymuş buhar çizgisinin eğimine dayalı iki kategoriden söz edilir [70]:



Şekil 3.14. Birincil nozul boyunca soğutucunun genişleme prosesi, a) Islak akışkan ve b) Kuru akışkan [70].

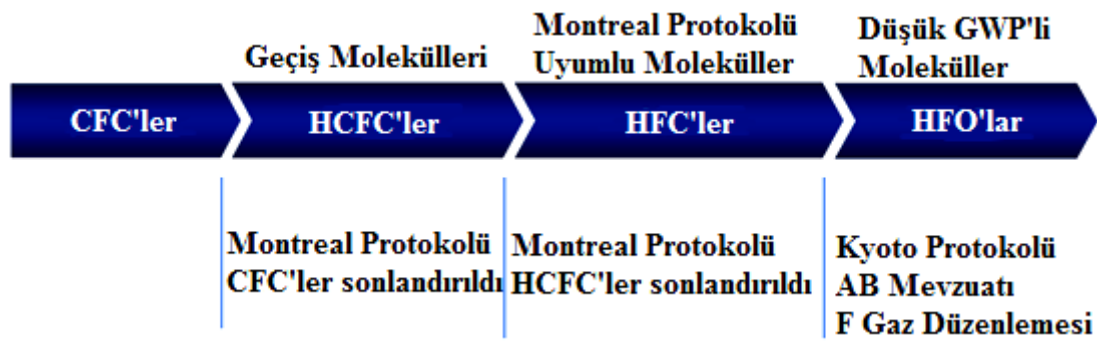
Negatif bir doyma çizgisi olanlar ıslak buhar ve pozitif eğimli çizgiye sahip olanlar da kuru buhar akışkanlarıdır. Şekil 3.14'de ıslak ve kuru buhar arasındaki fark görülmektedir. Şekil 3.14b)'de gösterildiği gibi, kuru buhar tipi için, genişleme prosesi tamamen kuru bölge içerisinde yer almaktadır. Halbuki, ıslak buharlar için, genişleme prosesi çoğunlukla, nozul çıkışında küçük zerre formlarına sebep olarak ıslak bölge içinde yer alır. Bu zerreler, ejektörde genişleme üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptirler. Bu durum, ejektör performansını etkileyebilecek ve zarar verebilecek şekilde ikincil akış için duvar gibi bir engelleme biçimindedir [70]. Negatif eğimli çalışma akışkanları kullanıldığında, aşırı ısıtılmış akışkan nozula girmeden önce, zerre problemlerinden kaçınılması istenir aksi takdirde, ejektör verimliliğinde bir düşüş yaşanır [55]. Kuru buhar, ejektörlü soğutma sistemleri için, daha verimli akışkandır.

3.2.6.2. Kimyasal Kompozisyonlarına Göre Soğutucu Akışkanlar

Ozon krizi, soğutucu akışkan endüstrisinde önemli bir telaşa neden olmuştur ve kullanılan soğutuculara kritik bir incelemeyi başlatmıştır. CFC, HCFC ve HFC gibi kazanç sağlayan, yaygın olarak kullanılan çalışma akışkanları doğal soğutucular ile karşılaştırıldığında pek çok avantaja sahiptirler. Bununla beraber, bu tip soğutucular koruyucu ozon tabakasını, yapılarında bulunan klor ve brom atomlarının serbest kalması ile zayıf ozon moleküllerini parçalamaları sonucu tahrip ederek, dünya atmosferi içine daha fazla morötesi ışınımın girmesine izin verirler ve böylelikle sera etkisinde dolayısıyla küresel ısınmada rol alırlar. 1987'deki Montreal Protokolü sonrası, ülkelerin küresel amacı, mühendisleri yeni akışkanlar araştırmaya zorlayarak, ozonu inceltici soğutucuların kullanımını engel olmuştur. Bu yüzden ejektörlü soğutma sistemi için; R11, R114, R12 gibi önceki çalışmalarda önerilen pek çok çalışma akışkanı bugünkü çalışmalarda, çevresel etkileri nedeniyle yasaklanmıştır. Günümüzde, halokarbon bileşikleri (R134a, R152a vs. gibi), hidrokarbon bileşikleri (R600a vs. gibi), karbondioksit (R744 vs. gibi) ve amonyak gibi yeni soğutucular ile çalışılmaktadır. Soğutucu olarak düşük sıcaklıktaki halokarbon bileşiklerini kullanan ejektörlü soğutma sistemleri düşük seviyeli ısı kaynağı (güneş enerjisi, atık ısı ve otomobil egzoz gazı gibi) tarafından tahrik edilebilir oldukları için avantaja sahiptirler [2,22,34,71].

Literatür araştırmalarında verilen çoęu deneysel çalışma, buhar akışkanlı sistemin verimli olması için oldukça dūřuk kondenser basıncına gereksinim duyulacağını dolayısıyla hava soğutmalı bir kondenserin, ejektörlü soğutma ile her hangi pratik uygulama aralığı için normalde kullanılamayacağını göstermektedir. Dahası, ihtiyaç duyulan buhar jeneratörü sıcaklığı, genellikle oldukça yüksek bir Őekilde 120 °C ile 200 °C aralığındadır. Bununla birlikte, ejektörlü sistemin verimliliğini arttırmak ve bu sistemlerde dūřuk seviyeli ısının kullanımını genişletmek amacıyla, genellikle soğutucu akışkan olarak sudan daha uygun olan yüksek moleküler ağırlıklı soğutucu akışkanların kullanımı ile ilgili pek çok araştırma yapılmıştır. Dūřuk kaynama noktasına sahip soğutucuların, çalışma akışkanı olarak kullanıldığı ejektörlü soğutucu sistemlerde elde edilen analitik ve deneysel sonuçlara dayanarak; çalışma akışkanı olarak suyun kullanıldığı sistemlerden daha dūřuk soğutma sıcaklığı sağlandığı dolayısıyla suya göre daha uygun oldukları görölmektedir. Üstelik bu soğutucular yüksek evre sıcaklıklarında bile pratik bir soğutma görevini sağlayabilirler. Bu nedenle, bu sistemlerin kabul edilebilir bir ortam sıcaklığı aralığının üzerinde bir güneş kolektörü ve hava soğutmalı kondenser kullanarak çalışmaları mümkündür [7].

Kimyasal kompozisyonlarına göre, soğutucu akışkanlar aşağıdaki kategoriler içinde sınıflandırılabilir (Şekil 3.15):



Şekil 3.15. Kimyasal kompozisyonlarına göre günümüze kadar değişen soğutucu akışkan periyodu [72].

A) Saf Haldeki Soğutucu Akışkanlar:

Tek bir kimyasal yapıya sahip olan zaman içinde bozunmayan termodinamik ve fiziksel özellikleri değişmeyen türden akışkanlardır.

a) Organik Yapılı Soğutucu Akışkan Grupları (Halojenli Bileşikler):

a. Kloroflorokarbon (CFC): CFC'ler yüksek ODP'ye ve GWP'ye sahip olarak ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Bu nedenle CFC'lerin kullanımı için dünya çapında bazı yasaklar ve önlemler alınmıştır. Atmosferde kimyasal yapıları 75-120 yıl arasında bozulmadan kalabilir. Üretimleri ve kullanımları 1996'da sonlandırılmıştır. Zehirleyici ve yanıcı olmamaları, kararlı doğası, ısıyı absorbe etme yetenekleri ve birçok uygulama ve çalışma sıcaklığında termodinamik olarak etkili ve verimli olmaları, bu akışkanları 20. yüzyılda özellikle soğutucu alanında bir numaralı soğutucu akışkan yapmıştır. CFC (Kloroflorokarbon) soğutucular R11, R12, R113, R114 ve R115'i içerir [69,73].

b. Hidrokloroflorokarbon (HCFC): HCFC'ler klor atomu içerdiği için ozon tabakası ile reaksiyona girerler. Bununla birlikte HCFC'lerin yapısında hidrojen bulunduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde kimyasal yapıları bozulmadan uzun süre kalmazlar (15-20 yıl). HCFC'lerin atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojenin havadaki su molekülleri ile reaksiyona girmesi sonucu yapıları bozulur. HCFC'lerin ozonu tüketme potansiyelleri azdır. Ekipman ve soğutkan üretimi 2010 senesinde durdurulmuştur, ancak 2010 yılından itibaren tesislerde yalnızca geri kazanılmış ve temizlenmiş olan HCFC kullanılmakta olup, 2015 yılında HCFC kullanımı tamamen yasaklanacaktır. Geçiş dönemi diye tanımlanan HCFC türü soğutkanların en yaygın şekilde kullanılanı HCFC-22 (R-22)'dir [69,73].

c. Hidroflorokarbon (HFC): Flor bazlı soğutucuların üçüncü neslidir. HFC soğutucular; aralarında tek bağ bulunan hidrojen, flor ve karbon atomlarından oluşmuşlardır. HFC'lerin yapısında klor atomu bulunmadığı için ozonu

tüketme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerine hiçbir olumsuz etkileri yoktur. Buna rağmen yüksek GWP'ye sahip olarak sınıflandırılırlar. Bu yüzden bu ürünler CFC'lere ve HCFC'lere karşın daha çevre dostu bir alternatif sunmakla birlikte mevcut soğutma ekipmanının hızlı ve basit bir uyarlamasını da sağlamaktadır. HFC üreticileri özellikle denemeler yapmaya ve alternatif HFC ürünlerinin, yerini aldığı HCFC soğutma ürünleri kadar iyi olduklarını (daha iyi değilse bile) kanıtlamaya odaklanmışlardır. Bunlar R23, R-134a, R-152a, R-404A, R-407C, R-410A, R-413A, R-417A, R-422A, R-422D, R-423A, R-424A, R-427A, R-428A, R-434A, R-438A, R-507A ve R-508A/B de dahil olmak üzere oldukça çeşitli ürünlerdir [69,73].

- b) İnorganik Yapılı Soğutucu Akışkanlar (Doğal Soğutucular): Doğal soğutucular doğadaki biyokimyasal işlemler sırasında ortaya çıkan kimyasallardır. Ozon tabakasını inceltmezler ve küresel ısınmaya ihmal edilebilir bir etki ya da (R-717 amonyak örneğinde olduğu gibi) sıfır etki yapabilirler. Doğal soğutucuların yüksek verimi küresel ısınmaya dolaylı olarak daha düşük etki yapabilecekleri anlamına gelir. Bu ürünler 1950'lerden önce, florokarbon üretiminden önce kullanılmaktaydı ve bugünlerde çevreye olan düşük etkilerinden dolayı daha fazla miktarda kullanılmaktadırlar [73].

Başlıca doğal soğutucular:

- a. Hidrokarbon (HC) Soğutucular: Hidrokarbon soğutucuların düşük çevresel etkilerinden (sıfır ODP ve oldukça düşük GWP'ye sahip) ve mükemmel termodinamik performanslarından ötürü kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Propan (R-290), İzobütan (R-600a) ve Propilen (R-1270) soğutma çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan hidrokarbon türleridir. Propan (R-290) ve Propilen (R-1270), normal kaynama sıcaklıkları $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında olduğu için genel olarak ısı pompası uygulamalarında kullanılır. Bütan (R600) ve İzobütan (R600a)'ın normal kaynama sıcaklıkları $0 - (-10\text{ }^{\circ}\text{C})$ civarında olsa da, yüksek kritik sıcaklık değerleri sayesinde bu iki akışkan soğutma uygulamalarında verimli bir şekilde çalışabilirler. HC'lar yanıcı ve az zehirli özellikte olup, ASHRAE tarafından yapılan sınıflandırmada A3 sınıfına

girmektedir. Yanıcılıkları nedeniyle sızdırmazlık başta olmak üzere alınacak güvenlik önlemleri ile araç, konutsal ve endüstriyel soğutma sistemlerinde halojenlere göre daha verimli ve sessiz olarak çalışabilirler. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan hemen hemen tüm yağlayıcılarla (silikon ve silikat içerenler hariç) uyumludurlar. Hem özellikle kendi kullanımları için tasarlanan sistemlerde, hem de florokarbon soğutkanlar için tasarlanan sistemlerde kullanılabilirler [74-76].

b. R717 (Amonyak): Amonyak 1930'lardan beri endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır ve genelde en etkili soğutucu olarak bilinmektedir. Endüstri ve ağır sanayi sektörü her ne kadar zehirli olsa bile amonyaktan çok memnun olmuşlardır. Yüksek konsantrasyonlarda zehirli olmasına rağmen keskin kokusu herhangi bir kaçağın kolayca tespit edilmesini sağlamaktadır. Diğer soğutucular karşısında amonyağın avantajları; düşük maliyeti, yüksek COP (ve bu nedenle daha düşük enerji maliyeti), daha elverişli termodinamik ve taşınım özellikleri, sızıntı olayında daha büyük algılanabilirlik ve ozon tabakası üzerinde etkisinin (ODP = 0, GWP = 0) olmayışdır. Düşük bir kaynama noktasına sahiptirler ve çevreye etkisi en düşük düzeyde ve enerji verimi yüksek doğal bir soğutucu akışkan olduklarından avantajlıdırlar. Tüm bu olumlu özelliklerine rağmen, yanıcı ve zehirli olması, bakır ile uyumlu olmaması ve bu nedenle bakır borulu sistemlerde kullanılmaması, R-717'nin dezavantajları olarak karşımıza çıkmaktadır [75,76].

c. R744 (Karbondiyoksit): Karbondiyoksit yirminci yüzyılın sonlarında önceleri bir soğutucu olarak kullanılmış olmasına karşın sonradan üretilen çalışma karakteristiği ve ekonomik erişilebilirlikleri nedeniyle florokarbonlar kadar cazip gelmedikleri için yaygın olarak kullanılmamıştır. Sentetik soğutucular gibi olmayan karbondiyoksit (doğal soğutucu), sıfır ozon tüketim ve ihmal edilebilir küresel ısınma potansiyeli ile tutuşmayan doğal bir maddedir. Bu nedenle, son araştırmalar göstermiştir ki bir soğutucu olarak karbondiyoksite artan bir ilgi vardır. R744 çevre dostu olup sıfır ODP ve en düşük GWP'ye sahiptir. R744 ve diğer soğutucular arasındaki büyük bir fark basınç/sıcaklık özelliğidir. Yüksek basınç ve düşük kritik sıcaklığından ötürü, soğutma

sistemleri özel ekipman tasarımları gerektirir. R744 aynı zamanda mükemmel termodinamik özelliklere ve düşük enerji kullanımına sahiptir, bu özelliği onu; endüstriyel ısı ekstraksiyonu, soğuk depolama, nakliye araçları, ticari soğutma ve mobil klima gibi birçok uygulama için uygun kılmaktadır [75,76].

d. Su: Ejektörlü soğutucu içinde çalışma akışkanı olarak suyun kullanılması pek çok avantaj sağlar. Suyun oldukça yüksek buharlaşma ısısı, verilen soğutma kapasitesi için düşük bir dolaşım (devir-daim) oranına sebep olur. Bu nedenle, jeneratör için düşük mekanik güç istenilir. Su pahalı değildir üstelik sıfır ozon tüketimi ve küresel ısınma potansiyeli ile çok az çevresel etkiye sahiptir. Bununla beraber, bazı olumsuzlukları vardır. Soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı ejektörlü soğutucu sistemlerin performans katsayısı düşüktür. Üstelik, suyun kullanımı soğutma sıcaklığının 0 °C yukarı sınırlar ve sistemin vakum şartları altında çalışması gerekir. Ayrıca tipik evaporatör koşullarında suyun geniş özgül hacmi, yeterince geniş çaplı borulama kullanılmadığı takdirde basınç kayıplarına yol açar [75].

B) Karışım Halindeki Soğutucu Akışkanlar:

İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılması ile elde edilen yeni soğutucu akışkana karışım adı verilir. Karışım şeklindeki bir soğutucu akışkanı oluşturan bileşen soğutucu akışkanlar, genellikle özdeş fiziksel özellikler göstermezler. Verilen bir basınç altında farklı özgül ağırlıklar, farklı akışkanlıklar ve farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları vs. gösterebilirler. Bazı karışımlarda ise bileşenler, verilen belli bir basınç altında buhar ve sıvı fazlar aynı bileşime sahip olacak şekilde etkileşirler. Alternatif akışkanlardan bir tanesi kullanım alanı, buharlaşma sıcaklığı, buharlaşma gizli ısısı, temin kolaylığı, ekonomik olması ve zehirleyici özelliği göz önüne alınarak seçilir. Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir. Saf haldeki soğutucu akışkanların, birbirlerine karıştırılmaları sonucu meydana gelen soğutucu akışkanları aşağıdaki gibi sınıflandırmak mümkündür [63,73]:

- a) Azeotropik Soğutucu Akışkanlar: Bu karışımlarda doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri termodinamik denge halinde birbirinin aynısıdır. Soğutma çevriminde kullanıldığında sabit basınç altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma prosesleri, tıpkı saf soğutucu akışkan gibi sabit doyma sıcaklığı ve hacimsel bileşim şartlarında gerçekleşir. Karışımı meydana getiren akışkanların tek bir akışkan gibi davranması, aynı kaynama sıcaklığına sahip olmaları anlamına gelir. Azeotropik bir soğutucu akışkan karışımına ısı eklendiğinde veya çıkarıldığında bütün proses süresince gaz birleşimi (mol kesri) ve sıvı kompozisyonu esas olarak sabit kalır [64].
- b) Zeotropik (Azeotropik Olmayan) Karışımlar: Farklı uçuculuğa sahip maddelerden oluşan bir karışım olup, soğutma çevriminde kullanıldığında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşma esnasında hacimsel bileşimi ve doyma sıcaklığı değişen karışımdır. Dolayısıyla sabit basınç altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma prosesleri, sabit sıcaklık şartlarında gerçekleşmez. Bu karışımlarda sabit bir kaynama ve buharlaşma sıcaklığından bahsetmek mümkün değildir. Prosesler boyunca sıcaklık sürekli değişir [64].

HFO (Hidrofloro-Olefin) soğutucular: Flor bazlı soğutucuların dördüncü neslidir. HFO soğutucular hidrojen, flor ve karbon atomlarından oluşmuşlardır, fakat karbon atomları arasında en az bir bağ vardır. Bu ürünler sıfır ODP'ye ve R134a gibi HFC'lerden daha düşük GWP'ye sahip olarak sınıflandırılırlar. Bu yüzden bu ürünler CFC'ler, HCFC'ler ve HFC'lerden daha çevre dostu alternatifler sunarlar. Mobil iklimlendirme uygulamaları için yeni HFO soğutucu R1234yf'dir. R1234yf, mükemmel soğutma performansı ile çevre yararına birleştirilmiş gelecek nesil bir soğutucu gazdır. Bu nedenle R1234yf, düşük GWP'li olduğu için R134a'nın yerine kullanıma başlanmıştır [77].

Çizelge 3.3'de bu çalışma kapsamında analizleri gerçekleştirilecek alternatif çevre dostu soğutucu akışkanların termodinamik ve fiziksel özellikleri, ASHRAE (American Society Of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.) 34:2010 standardından ve NIST (The National Institute of Standards and Technology) veri bankasından alınarak verilmiştir.

Çizelge 3.3. Soğutucu akışkanların özelliklerinin karşılaştırılması [78,79].

Soğutucu grubu	ORGANİK BİLEŞİKLER				HFC KARIŞIMI
	HC			HFO KARIŞIMI	
ASHRAE Sınıflandırması	R-290	R-600a	R-1270	R-1234yf	R-438A (zeotropik)
Kimyasal formülü	CH ₃ CH ₂ CH ₃	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	CH ₃ CH=CH ₂	CF ₃ CF=CH ₂	R32/125/134a/600/601a
Kritik sıcaklık (°C)	96,70	134,70	52,42	95,00	72,4
Kritik basınç (MPa)	4,25	3,64	4,62	3,382	0,97
Isıl iletkenlik (W/mK)	1,9723E-02	1,7371E-02	1,9577E-02	1,4478E-02	1,5254E-02
30 °C'de viskozite (Pa.s)	8,4627E-06	7,6308E-06	9,1227E-06	1,2556E-05	1,2577E-05
30 °C'de gizli ısı (J/kg.K)	2085,60	1835,30	2015,20	1086,40	1133,40
1 atm basınç altında kaynama noktası (°C)	-42,00	-12,00	-48,00	-29,40	-43
ODP [R11=1]	0				
GWP ¹ [CO ₂ =1]	3			4,00	2150
En düşük parlama limiti (LFL ² , %)	2,1	1,8	2,7	6,5	14
Güvenlik grubu ³	A3			A2L	A1
¹ EN 378-1:2012, Ek E'ye göre; ² LFL (%), ISO 817:2009'a göre; ³ EN 378-1:2012'e ve ASHRAE 34:2010'a göre.					
Soğutucu grubu	HFC				İNORGANİK BİLEŞİK
ASHRAE Sınıflandırması	R-152a	R-236fa	R-245fa	R-134a	R-717
Kimyasal formülü	CH ₃ CHF ₂	CF ₃ CH ₂ CF ₃	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	CH ₂ FCF ₃	NH ₃
Kritik sıcaklık (°C)	113,30	124,90	150,00	101,08	132,30
Kritik basınç (MPa)	4,52	3,20	3,39	4,06	11,28
Isıl iletkenlik (W/mK)	1,5411E-02	1,3206E-02	1,5696E-02	9,8023E-02	2,6846E-02
30 °C'de viskozite (Pa.s)	1,0257E-05	1,1036E-05	1,0998E-05	2,5170E-05	9,9953E-06
30 °C'de gizli ısı (J/kg.K)	1292,60	901,30	979,97	55822,00	3250,00
1 atm basınç altında kaynama noktası (°C)	-25,00	-1,00	15,00	-26,00	-33,00
ODP [R11=1]	0				
GWP ¹ [CO ₂ =1]	120,00	9400	950,00	1300	0

Çizelge 3.3. (devam ediyor).

Soğutucu grubu	HFC				İNORGANİK BİLEŞİK
ASHRAE Sınıflandırması	R-152a	R-236fa	R-245fa	R-134a	R-717
En düşük parlama limiti (LFL ² , %)	4,8	-	-	-	-
Güvenlik grubu ³	A2	A1			B2L
¹ EN 378-1:2012, Ek E'ye göre; ² LFL (%), ISO 817:2009'a göre; ³ EN 378-1:2012'e ve ASHRAE 34:2010'a göre.					

Düşük bir kaynama noktası ve yüksek bir ısı kapasitesi; soğutucunun küçük bir miktarı ile geniş bir ısı miktarının taşınmasında yeterli olmasını ve jeneratör içinde buharı tahrik etmek için yüksek bir sıcaklığa ihtiyaç duyulmamasını sağlar. Soğutucularda daha geniş gizli ısı değerleri sistemleri daha rekabet edebilir duruma getirebilir [7].

1987 Montreal protokolü ile kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) gibi ozon tabakasını tüketen ve sera gazı emisyonu yapan sentetik bileşikler kontrol altına alınmıştır. Hidroflorokarbonlar (HFC) bazı uygulamalarda CFC'nin ve HCFC'nin yerine kullanılmakta olup, ozon tabakasını tüketmezler. Ancak sera gazı emisyonları içerdiklerinden, ozon tabakasının korunması ve iklim değişikliği ile mücadele kapsamında Kyoto Protokolü ile olası ozon tüketici maddeler sınıfına alınmışlardır [80].

Geniş yüksek gizli ısı oranı ile, daha yüksek sistem COP'si elde edilebilir. Normal kaynama noktası sıcaklığı daha düşük iken sistem içinde daha yüksek basınçlar oluşmaktadır. Doyma çizgisi eğimi soğutucunun genleşme prosesi içinde esas nozul çıkışında doyma eğrisi içinde olmadığı ya da düşük olduğundaki soğutucu kalitesi ile ilişkilidir. ODP, GWP soğutucuların güvenli ve çevresel karakteristik değerlerini gösterir. ODP değerlerine dikkat edildiğinde, bütün soğutucular ihmal edilebilir değerlere sahiptir ve GWP için sadece R-134a geçiş soğutucusu olduğu için yüksek bir değere sahiptir. Yanıcılık (parlayıcılık) ile ilişkisi içinde sadece iki halokarbon soğutucu ihmal edilebilir değere sahiptir ve hidrokarbonlar orta değerdedir, en yüksek değer R152a'da karşılık bulur. Zehirlilik ile ilgili,

hidrokarbonlardan propan ve izobütan, halokarbonlardan ise R-152a ve R-134a en yüksek değere sahiptir. Bu yüzden, kısmen R-134a haricinde seçilen soğutucular, çevre dostu oldukları koşullarda memnun edicidirler ve sadece bir ECS'deki çalışma içinde bunların termodinamik davranışları üzerine çalışmayı gerektirir.

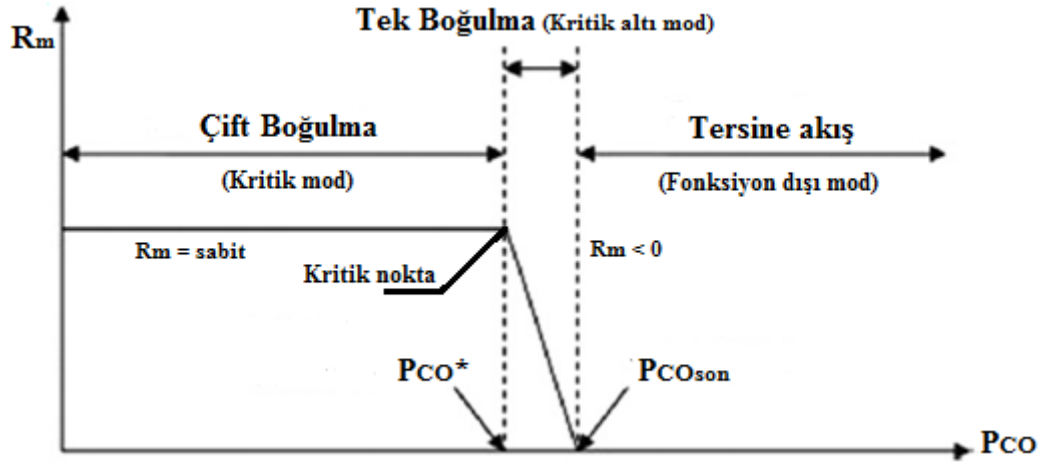
3.2.7. İşletme Şartları

Değişik noktalarda (kondenser, evaporatör gibi) işletme şartları ejektörün çalışma performansını etkileyen önemli parametrelerdir. Bir ejektörün önemli bir karakteri belirli işletme şartları altında oluşan sabit sürüklenme oranı ya da sürüklenen akış miktarının birincil akış miktarına oranı ifadesidir. Bir ejektörün sabit kapasite davranışı, sabit jeneratör ve evaporatör basınçları için ejektörün sürüklenme oranının, ejektörün aynı miktarda ikincil akış sürüklenmesinden dolayı, kondenser basıncının kritik bir kondenser basıncı değerine ulaşılan kadar ki artışına karşın sabit kalması durumudur. Ejektör, ikincil akışın boğulduğu esnada ya da kritik değer altındaki kondenser basıncında işletildiğinde, sabit alan karışma odası içinde büyük sıkıştırma etkisi ortaya çıkaran enlemesine bir şok görülecektir. Kritik kondenser basıncına ulaşılması ile, sürüklenme oranı hızlıca düşer ve ejektör fonksiyon dışı kalır. Munday ve Bagster, birincil akışkan ile karışmadan önce ikincil akışkanın boğulması sayesinde bir ejektörün sabit kapasiteye ulaşacağını göstermişlerdir [48]. Birincil ve ikincil akışların her ikisinin boğulması esnasında sürüklenme oranı değeri, ikincil akışın daha fazla boğulamayacağı bir noktadaki kondenser basıncının artışına kadar sabit kalır [36]. Kondenser basıncı kritik değerden daha da yüksek olduğunda, enlemesine şok, akış yönünün tersine doğru hareket etme eğilimindedir ve ikincil akış miktarı hızlıca sıfır değerine düşmeye başlar. Eğer ejektör, sıfır sürüklenme oranı ile işletilir (başka bir ifade ile, sürüklenen ikincil akış olmayışı) ve kondenser basıncı daha da arttırılır ise, bu durum, birincil akışın tamamının geriye doğru evaporatör içine girmesine sebep olacaktır.

Etkili alan kavramı, R_m kapasitesini içeren çok önemli bir olaydır. Etkili alan, işletme şartlarına bağlıdır. Yüksek buharlaşma sıcaklıklarında, etkili alan daha da büyür ve bu yüzden daha yüksek R_m değeri elde edilir. Bu nedenle, daha büyük etkili alan daha yüksek miktarda ikincil akışkan emilmesini sağlayacağından daha büyük

sürüklenme oranına sahiptir. Ejektör, daha düşük jeneratör doyma basıncı ile işletildiğinde, daha az birincil kütle akışı daha düşük hız ile birincil nozulu terk edecektir. Bu durum, birincil akışın genişleyen bir dalga ile daha düşük momentum ve bu yüzden daha küçük genişleme açısı ile ejektöre yayılması anlamına gelir. Etkili konumun difüzöre doğru hareket etmesi ile daha uzun ve daha geniş sürüklenme kanalı ortaya çıkar. Akış formuna göre bu durum, daha yüksek miktarda ikincil kütle akışının karışma odası boyunca sürükleneceğini gösterir. Bu nedenle, sistem daha yüksek COP ve soğutma kapasitesi kazanır. Diğer taraftan karışım akımının momentumu, evaporatörden daha yüksek miktarda fakat düşük hızlı olan ikincil akışkanın sürüklenmesi ile azalacaktır. Bu nedenle şok konumu üst akıma doğru hareket edeceğinden ejektör, daha düşük bir kritik kondenser basıncında işletilmelidir. Sistem COP değeri, sadece sistem daha yüksek evaporatör sıcaklığında işletildiğinde kritik kondenser basıncı ile beraber artabilir. Daha yüksek evaporatör sıkıştırma etkisi ortaya çıkaran daha uzun sürüklenme kanalı, evaporatörden daha geniş miktarda ikincil akışkan miktarının yayılmasını sağlayabilir. Bu nedenle sistemde, daha yüksek bir COP ve soğutma kapasitesi elde edilebilir. Basınçlandırılmış ikincil kütle akışı, karışım akımının momentumunu artırır. Şok konumu sabit alan kesitli odanın aşağısına doğru hareket eder ve ejektör daha yüksek kritik kondenser basıncı ile işletilebilir [10].

Ejektörlü soğutucular üzerine yürütülen deneysel çalışmalar göstermiştir ki, her bir belirlenen jeneratör ve evaporatör işletme şartlarında, çıkış basıncına bağlı olarak ejektörün işletilmesi Şekil 3.16'da gösterildiği gibi üç işletme modu içinde kategorilendirilebilir:



Şekil 3.16. Bir ejektör içindeki operasyonel modlar [34].

- a) Karışma odası içinde ikili boğulma: Birincil ve ikincil akım basınçları karışma odasının girişinde birbirlerine çok yakındırlar. Birincil akışın ses üstü ve ikincil akışın ses hızı için kritik mod, ikili boğulmadır. Karışma sonrası akış hızı, karışma odası yakınsaklığı içinde, sabit alan bölgesi içinde yer alan şok öncesi ses şartlarına yaklaşmak için düşürülür. Bu tasarım şartıdır. Çoğu bir ve iki boyutlu modelin doğal yapısı gereği, normal bir şok dalgasının oluştuğu varsayılan sabit alan bölgesi içinde karışım akımı, akışkan basınçlarının eşitlenmesine zorlanır. Ejektörün “kritik kondenser basıncı” altında çalıştırıldığı bu modda, sürüklenme oranı dolayısıyla soğutma kapasitesi sabit kalır ve çıkış basıncı en büyük değere sahiptir ($P_{\text{çıkış}} \leq P_{CO^*}$) [35].
- b) Tek boğulma: Ejektör geometrisi, akış hızı değişimlerine uygun kritik akış şartlarını göz önünde bulundurmalıdır fakat normal bir şok dalgası sonrası akım, eğer ses altı akış ile sonuçlanır ise sabit alan odasına girmeden önce kritik şartlara ulaşamaz bununla birlikte üst akım şartları sabit kalır ve bu durumda akış, ikincil akım akış miktarını düşürmek amacıyla kendisini düzenler. Bu akış düşürülmesi, bununla birlikte, ikincil nozul boğazında boğulma şartlarını garanti etmez. Sadece birincil nozul boğulmuş kalır. Sürüklenme oranı kritik altı modda hızla düşecektir [35].
- c) Tersine akış: Kondenser basıncının kritik kondenser basıncı üzerine daha da artması sonucu karışma odası içine termo–dinamik şok dalgası hareket eder

dolayısıyla ikincil akışın ses hızına ulaşmasını durdurur. Üst akım koşulları bu durumda; ikincil akış, sürüklenme oranı ve COP içinde bir azalmayla sonuçlanan alt akıma (emme odasına) iletilebilir. Sonunda, ikincil akış sıfıra düşer, ejektör fonksiyonunu kaybeder ve birincil akış evaporatör içine tersine hareket edecektir ($P_{\text{çıkış}} \geq P_{\text{CO}}$ fakat $R_m \leq R_m^*$) [35].

Bir buhar ejektör soğutucusunda ejektör profili boyunca basınç değişimini analiz eden deneysel çalışmalar sonucunda, bir ejektör soğutucu performansına ve soğutma kapasitesine hakim olan iki parametre olduğu tespit edilmiştir [10]:

- a) Karışma odası boyunca geçen ikincil akışkan miktarı,
- b) Kritik kondenser basıncı içeren karışım akımının momentumu.

Özellikle iklimlendirme uygulamalarında düşük kaynama noktalı soğutucular kullanıldığında, ejektörlü soğutucuları tahrik etmek amacıyla düşük sıcaklıklı ısı enerjisi kullanılır. Ejektörün performansını iyileştirmek için, yapılan son çalışmalar, ters çevrilemez kayıpları belirleyerek ve onları en aza indirerek ejektörlerin tasarımında yeni bir boyut öne sürmüştür. Böylece performans kayıplarını en aza indiren metodlar değerlendirilmiş olup, verimsizliğin ana kaynağının, şok dalgaları tarafından üretilenler olduğu tespit edilmiştir. Karışma olayı ve sürtünme etkilerinden kaynaklı kayıplar ayrıca belirlenmiştir. Kayıpların; ejektörün ayarlanabilir boğaz profili ile tasarımı, uygun çalışma akışkanı seçilmesi ve nozul konumunun uygun ayarlanması ile ortadan kaldırılmasının mümkün olduğu anlaşılmıştır [6,13,17,21,22,34,51,52,81].

BÖLÜM 4

EJEKTÖRLÜ MODELLERDE SON GELİŞMELER

Ejektörler, 1850'lerden beri farklı uygulamalar içinde kullanılmıştır. İki fazlı ejektörlerin, 1858 yılı gibi oldukça erken bir dönemde Giffard tarafından bir yoğuşturucu konfigürasyonunda kullanıldığı bilinmektedir. İlk buhar-jet ejektör uygulaması, 1900'lü yıllarda Sir Charles Parsons tarafından havayı, bir buhar motorunun kondenserinden tahliye etmek amacıyla icat edilmiştir. Daha sonraları çalışma akışkanı buhar olan ilk buhar-jet soğutucu sistem, 1910 senesinde Maurice Leblanc tarafından kullanılmıştır. Leblanc'ın sistemi, düşük seviyeli enerji kullanımı ile bir soğutma etkisi üretimine izin vermektedir. O sıralarda buhar geniş çapta erişilir olduğundan, buhar-jet soğutucu sistemler geniş yapıların iklimlendirme sistemlerinde ve demiryolu araçlarında popüler olmaya başlamıştır [27]. Geleneksel olarak başlangıçta ejektörlü soğutma sistemleri, soğutucu akışkan olarak su ile işletilmiştir. Bununla birlikte buhar-jet sistemleri, sonradan geliştirilen buhar sıkıştırımlı sistemler karşısında 0 °C'nin altında soğutma üretemedikleri dolayısıyla çok düşük COP değerleri nedeniyle dezavantajlı görülmüşlerdir. Buhar-jet soğutma sistemlerinde, hem buhar hem de düşük kaynama sıcaklığındaki soğutucu akışkan uygulamaları, buhar-jet soğutma sistemlerinin söz konusu dezavantajlarının üstesinden gelinmesi için tanıtılmıştır [59]. Geçen yüz yılın ortalarına değin mekanik kompresörün kullanıldığı buhar sıkıştırımlı sistemler, pek çok durumda buhar-jet soğutma sisteminin yerine geçmiştir. O zamandan beri, ECS'nin geliştirilmesi ve iyileştirilmesi üzerine çok çalışma yapılmıştır. Bu kapsamda ejektörlü soğutucularda daha yüksek COP değerleri elde etmek için, halokarbon bileşikli soğutucular geniş çapta kullanılmıştır. Çok yaygın olarak kullanılan ve test edilen halokarbon bileşikli soğutucular; R11, R12, R113, R114, R123, R142b ve R134a olmuştur. Tüm bu akışkanlara karşın özellikle ODP değeri sıfıra eşit HFC soğutucu akışkanlar, ejektörlü soğutucu sistemlerin performansını sistematik olarak iyileştirmek amacıyla

gerçekleştirilen çok az çalışmada kullanılmıştır [30]. Bununla beraber buhar-jet soğutma sistemleri, son zamanlarda çevre ile bağlantılı olarak soğutma alanı içindeki araştırmalar içinde, yeniden önemli bir konu olmaya başlamıştır.

Geçen on yıldır gerçekleştirilen ejektörlü soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalar; sistem modellemeyi, tasarım temellerini, soğutucu akışkan seçimlerini ve sistem iyileştirmesini kapsamaktadır. Yapılan araştırmalarda ulaşılan gelişmeler ışığında, performans iyileştirilmesine ve diğer sistemler ile ejektörlü soğutma sistemlerinin birleştirilmesi fizibilitesine odaklanılmıştır. Ejektörlü soğutma sistemlerinde gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda şu gözlemlerde bulunulmuştur [43]:

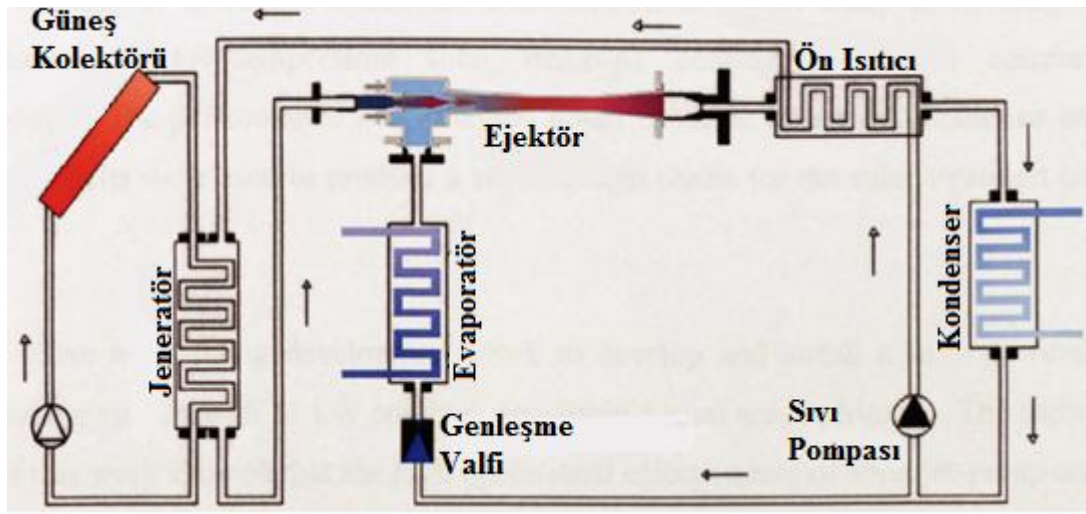
- a) CFC'nin, HCFC'nin ve HFC'nin üretiminin aşamalı olarak bitirilmesi ile, halokarbon ve hidrokarbon bileşikleri, düşük GWP ve ODP ile, yeni alternatifler gibi düşünülmüştür ve geniş çapta çalışılmış ve farklı ejektörlü soğutma sistemlerinde çalışma akışkanı olarak karşılaştırılmıştır. Bunlar arasında R143a ve R142b akışkanlarının, diğer çalışma akışkanlarından daha iyi performans ürettiği kanıtlanmıştır. En iyi çevre dostu ve ekonomik olarak ulaşılabilen soğutucu akışkan olarak su, ejektörlü soğutma sistemlerinde geniş çapta kullanılmış ve test edilmiştir.
- b) Birtakım girişimler, tasarım parametrelerini iyileştirmeye yardımcı olabilecek doğru matematiksel modellerin incelenmesi üzerine gerçekleştirilmiştir. Sürtünme kayıpları ve tersinmezlikler dikkate alındığında, bazı araştırmacılar, sabit alan ve sabit basınç modelinin iyileştirilmesi üzerine bilgisayar simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Diğer çalışmalarda ise, iki fazlı akış çalışmaları ve çalışma akışkanlarının özgül karakteristikleri üzerine odaklanılmıştır. HAD'in, ejektör geometrisini daha iyi iyileştirebilen ve simüle edebilen, karışma prosesinin türbülans modelleri için uygun bir araç olduğu tespiti yapılmıştır. Her ne kadar simülasyon sonuçlarının diğerlerinden daha doğru olmaya başladığı ifade edilse de, bu sonuçlardan çok azı, deneysel olarak doğrulanmış ve uygun bulunmuştur.

- c) Değişen geometrik özellikleri ile ejektörlerin farklı konfigürasyonları, sayısal ve deneysel olarak test edilip uygulanmıştır. Alan oranı ve nozul çıkış konumu, geniş çapta en çok incelenen parametrelerdir. En uygun alan oranı ile nozul çıkış konumunun, farklı işletme şartlarında değiştiği saptanmıştır. Birincil nozul konumunu ayarlayabilen bir muylu, esnek alan oranı ve NXP sağlamak amacıyla uygulamaya geçirilmiştir.
- d) Ejektörlü soğutma sistemleri oldukça düşük COP değeri sundukları için, bir çok çalışma sistem performansını iyileştirmeye odaklanmaktadır. Pompasız bir ECS'nin işletilmesinin, mekanik enerji tüketimini önemli ölçüde düşürdüğü ispatlanmıştır. Tezat olarak, ilave pompalı bir ECS, sürüklenme oranının ve COP'nin artmasına yardımcı olmaktadır. ECS'nin çoklu elemanları ve çalışma akışkanlarının değişiklikleri ile baş edebilmek için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Diğer taraftan, düşük seviyeli ısının daha yüksek potansiyel sağlanarak kullanılması kritik geçişli ECS ile sağlanabilmektedir. Birleştirilmiş ejektördeki ve diğer soğutma sistemleri tiplerindeki (buhar sıkıştırımlı, absorpsiyonlu sistem, vb.) olağanüstü COP gelişmeleri, pek çok araştırmacı grubu tarafından bildirilmiştir. Bununla birlikte, bu çalışmaların çoğu, çok az ulaşılabilen deneysel sonuçlar ile sayısal analizlerde sınırlı tutulmuştur.
- e) Enerjinin ve çevrenin korunması kavramı ile, düşük seviyeli enerjinin kullanılması, özellikle güneş enerjisi ile ECS birleşimi, geçen on yıldır geniş kapsamlı çalışmalar içinde yer almaktadır. Güneş tahrikli ejektörlü soğutma sistemlerinin önemli teknik problemi, bu sistemlerin; güneş radyasyonu, hava sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı, rüzgar hızı ve diğer geçiş faktörleri gibi ortam şartlarına güçlü şekilde bağlı olmalarıdır. Bu nedenle güneş tahrikli ECS'ler içinde depolanan enerjinin düzenlenme biçimi teknolojinin bu alanında araştırılması gereken bir konu olarak kalmıştır.

4.1. SOLAR EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ

Güneş ve atık ısı enerjisi gibi düşük sıcaklıklı ısı enerjisi, ejektörlü soğutma sistemlerinde özellikle iklimlendirme uygulamaları için kullanılmaktadır. Sıcak

bölgelerde solar ejektörlü iklimlendirme sistemi konforlu ortam soğutması sağlamaktadır. Bir solar kolektör, ejektörlü sistemi daha sonra tahrik etmek amacıyla, solar ısıl enerjiyi toplamak ya da soğurmak için kullanılmaktadır. Normalde solar kolektörden ısı, ayrı bir ortam ile taşınabilir ve buhar jeneratör ısı eşanjörü sayesinde çalışma akışkanına transfer edilmektedir. Ortama transfer edilen ısı, sistemdeki olası sıcaklıktan daha büyük bir kaynama noktası ile iyi ısı transfer özelliklerine sahip olmaktadır. Şekil 4.1, ayrı solar ve soğutma sistemi döngüleri ile solar ejektörlü sistemi göstermektedir.



Şekil 4.1. Ayrı döngüleri ile solar ejektörlü sistemin şematik diyagramı [7].

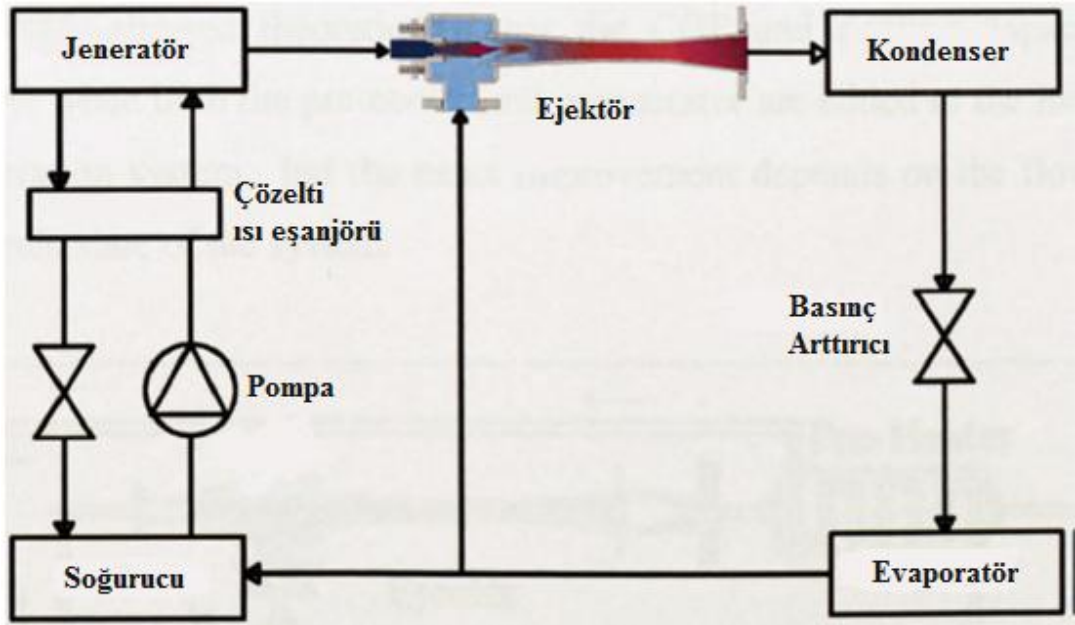
Solar ejektörlü soğutucunun genel performansı; kolektör tipine, solar radyasyonun yoğunluğuna ve sistem işletme şartlarına bağlı olan solar kolektörün ısıl verimliliği tarafından etkilenmektedir. 70 °C – 100 °C arasındaki orta jeneratör sıcaklıkları için, seçici bir yüzey ile tek ya da çift sırlı yassı tip kolektörler tavsiye edilmektedir [82]. Çoğu araştırmacı, ejektörlü soğutma sistemini çalıştırmak için solar enerjinin uygulamalarını incelemek amacıyla analitik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir [13,14,16,19,20,23,60,82].

4.2. YENİ MELEZ EJEKTÖR SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİ

Ejektörü soğurmalı bir sisteme uygulamak, sistem COP'sine yeterli bir iyileştirme kazandırmak için uygulanmıştır. Soğurmalı çevrimde ejektör fonksiyonu;

buharlaşma, soğurma ve yoğunlaşma işlemlerini iyileştirir. Çoğu araştırmacı çevrim performansını iyileştirmek için ejektörü, özellikle soğurucu basıncını evaporatör basıncı üzerine çıkarmak amacıyla kullanmışlardır [83,84].

Eames vd., birleşik çevrim için bir bilgisayar simülasyonu geliştirmiş ve farklı işletme şartlarında LiBr-H₂O soğutucu akışkanı kullanarak sistemin performansına karar vermek için bu simülasyonu kullanmıştır (Şekil 4.2) [85]. Ejektör, jeneratör ile kondenser arasında yerleştirilmiştir. Buhar-jet, soğurma çevrimindeki jeneratörden yüksek basınçtaki su buharı aracılığı ile tahrik edilmiştir.



Şekil 4.2. Birleştirilmiş buhar-jet soğurmalı çevrim [7].

Bu çevrim üzerindeki deneysel bir inceleme göstermiştir ki; 5 °C'lik soğutma sıcaklığı için bir COP değeri 0,8'den 1,04 değerine çıkabilir, fakat bu değere, probleme neden olacak şekilde korozyon oranlarını arttıran, bu sistemde önemli bir dezavantaj olarak düşünülen en sonunda 200 °C'ye ulaşan çok yüksek jeneratör sıcaklığı ile ulaşılmıştır. Bu hibrit çevrimin matematiksel simülasyonu, Sun vd. tarafından değerlendirilmiş ve sunulmuştur [81].

4.3. TEK FAZLI MODELLER

1950'de, ejektör tasarım prensibi içinde süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin ilk kez uygulandığı tek boyutlu bir model, deneyler ve analizler aracılığıyla ejektör tasarımında bir inceleme ile Keenan vd. tarafından anlatılmıştır [51]. Bu model o günden sonra ejektör tasarımı içinde teorik bir esas olarak kullanılmıştır. Bununla birlikte, Keenan'ın modeli sabit kapasite karakteristiğini tahmin edemediği için Munday ve Bagster tarafından model üzerinde değişiklik yapılmıştır [48]. Teorilerinin temeli, ikincil akışkan için kesişen bir kanala aniden sevk edilen birincil akışkanın ikincil akışkan ile karışmaksızın dışarı aktığı varsayımına dayalıdır. Bu kanal, ikincil akışkanın etkili ya da varsayımsal boğaz olarak bilinen bir yerde bir ses hızına hızlandırılması gibi kesişen bir nozul olarak hareket eder. Daha sonra her iki akışkan düzenli bir basınç ile karışır.

Eames vd., küçük ölçekli bir buhar-jet soğutucusu üzerine çalışmışlar ve birincil nozul, karışma odası ve difüzör ile bağlantılı olan tersinmezlikleri içerecek şekilde teorik bir model sunmuşlardır [31]. Bu model sabit basınçlı karışma prosesi üzerine temel alınmıştır, fakat ikincil akışkanın boğulması hesaba katılmamıştır. Boğulma olayını hesaba katmak için, Huang, kararlı basınç ile sabit alan kesiti içinde karışan iki akımın ortaya çıktığı varsayımına dayanan tek boyutlu kritik bir model (çift boğulmalı) sunmuştur [29]. Model, çalışma akışkanı olarak R141b kullanılarak 11 farklı ejektör ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Modeli basitleştirerek ECS'nin performansını hesaplamak için daha fazla model ileri sürülmüştür [86]. Karışma odası içinde ejektör performansının daha doğru bir tahminini vermek için, Yapıcı ve Ersoy sabit alan karışma prosesi esası üzerine lokal bir model ele almışlardır [87]. Ejektör bir birincil nozul, silindirik yapı içinde bir karışma odası ve bir difüzör içerir. Bir başka çalışmada Elakhdar bir R134a çalışma akışkanlı özel bir ejektör tasarımı ve farklı işletme koşulları üzerine performans karakteristiklerini öngörmek için matematiksel bir model geliştirmiştir [88]. Simülasyon sonuçları ortalama % 6 bir hata ile mevcut model verilerinin yayınlanan eserlerdeki deneysel verileri ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Son zamanlarda bir boyutlu bir sabit alan modeli Khalil tarafından sunulmuştur [33]. Temel denklemler ejektörün üç farklı işletme modeli için geliştirilmiştir; ses üstü model, geçiş modeli ve karışık model. Simülasyonda

çalışılan akışkan olarak çevreyle dost soğutucular kullanılmıştır. Sonuçlar eserlerde erişilebilir deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların uyumlu oldukları kanıtlanmıştır.

Yukarıdaki tüm modeller ejektör içinde meydana gelen gerçek prosesi yansıtmayan ideal gaz varsayımı esasına dayanır. Rogdakis ve Alexis gerçek gazların termodinamik ve taşınım özelliklerini kullanarak Munday ve Bagster tarafından önerilen modeli geliştirmişlerdir [48,89]. Sürtünme kayıplarını dikkate alarak modelin basitleştirilmesi amacıyla sabit bir katsayı kabulü yapılmıştır. Bununla birlikte sürtünme kayıplarının hıza yakından bağımlı olması ve dolayısıyla hızın ejektör boyunca oldukça farklılaşması bir problemdir. Bunu dikkate alarak, Selvaraju ve Mani, ejektör sistemlerinde kritik performans analizi için Munday ve Bagster'in teorisi temelli bir model geliştirmişlerdir [26]. Bu modele, sabit kesit alanı içinde oluşan sürtünme kayıplarının anlaşılması amacıyla matematiksel ifadeler uygulanmıştır.

4.4. İKİ FAZLI MODELLER

Yukarıda değinilen modeller, ejektör içindeki akışın tek faz içinde sıkıştırılabilir ve normal bir şok dalgası karşısında yeniden sıkıştırmanın olduğu varsayımına dayalıdır. Bununla birlikte, pek çok gerçek uygulama altında, faz değişimi ortaya çıkabilir ve bir yoğunlaşma şoku gelişebilir. Böylelikle bazı araştırmacılar ejektör simülasyonu içinde iki fazlı akış ile ilgilenmişlerdir. Özel hacmin hesabı içinde akışkandaki kuruluk, entalpi ve entropi ile tarif edilerek; genleşmeden, sıkıştırmadan ve karışmadan dolayı oluşan faz değişiminin hesaplanması için izentropik bir homojen genleşme/sıkıştırma modeli türetilmiştir [90]. Bu modelde, birincil akışkan iki fazlı bir karışım ve ikincil akışkan birincil akışkan gibi aynı kimyasal kompozisyona sahip doymuş ya da hemen hemen soğutulmuş bir sıvı olarak belirlenmiştir. Cizungu vd., sürüklenme oranını hesaplamak için iki fazlı termodinamik bir model türetmişlerdir [22]. Bu modelin tek eleman ya da iki eleman ile çalışan akışkanlar ile hem tek fazlı hem de iki fazlı ejektör için kullanılabilceği tespit edilmiştir.

4.5. HAD İLE MODELLEME

Termodinamik modelleme içinde yapılan olağanüstü ilerlemeye karşın, bu modellerin ejektör boyunca lokal olarak akış fiziğini ifade edemediği gözlenmiştir. HAD, ilgilenilen akışkan bölgesinde, akışkan mekaniklerinin korunum denklemlerinde yaklaşımlar geliştirmek için ayrıklaştırma olarak adlandırılan; genel diferansiyel denklemler, sayısal ağ olarak hücre yapısı, her düğümde ya da hücrede değişen akış alanı için sayısal olarak cebirsel denklemlerin düzenlenmesi ve çözümü sağlamak için eş zamanlı çözülen denklem sistemleri gibi sayısal metodlar uygular. Kontrol hacmi, bir dizi sonlu hacimlere ya da hücelere ayrıklaştırılır. Ayrıklaşan tanım kümesi, “hücre “ ya da “sayısal ağ” olarak adlandırılır. Kütle, momentum ve enerji gibi genel korunum (taşınım) denklemleri, cebirsel denklemler içerisine ayrıklaştırılır. Tüm denklemler, akış alanını sunmak amacıyla çözülür. HAD modellemesi deney sonuçları ile uyumlu hareket ederek, ejektörün daha doğru simülasyonları elde edilebilir. 1990’ların sonuna doğru ilk HAD çalışmalarının izine rastlanabilir [43].

Sayısal teknolojilerdeki ve bilgisayar donanımındaki gelişmeler ile, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ejektörün ısı dinamik performansını daha iyi anlamak için geniş bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu metodun avantajları:

- a) İnceleme altında sistemlerin performansını öngörmek için deneysel metodlardan daha az maliyetli olması ve daha az zaman alması;
- b) Değişik sahalarda kullanılan temel denklemler benzerdir, bu yüzden HAD modelleri kullanılarak farklı düzenekler incelenebilir.

Yapılan model analizi uygulamalarında temel denklemlerin çıkarılması için genellikle şu varsayımlar tanımlanmıştır:

- a) Ejektör içindeki akış kararlı durumdadır ve iki boyutludur.

- b) Ejektör girişindeki birincil akışkan, sabit bir öz ısı değeri ile ideal bir gaz varsayılır.
- c) Ejektör girişindeki birincil akışkan doymuş kuru buhardır.
- d) Ejektörün iç duvarı adyabatiktir.
- e) Nozul içindeki buhar genişmesi izentropiktir.
- f) Kondenser basıncının kritik noktasında sürüklenen akışın boğulması, sabit alan karışma odası girişinde ortaya çıkar.
- g) Birleşik akımın, karışma bölgesinin yakınsak nozulu içinde olduğu varsayılır ve karışım akışı genellikle ses üstüdür, böylece sabit alan kesit bölgesine birlikte girerek yeterli bir basınç artışı sayesinde normal bir şok dalgası oluşur.
- h) Çıkış basıncı nedeniyle yeniden sıkıştırmayla sonuçlanan dahası akışın hızını kesen difüzör içine girmesi ile karışım ses altıdır.
- i) Birincil nozul ile emme odası girişindeki ve difüzör çıkışındaki kinetik enerji ihmal edilir.

Bu varsayımlar temelinde genel denklemleri sağlamak için bir kontrol hacmine, ayrı ayrı momentumun, enerjinin ve kütlelenin korunumu denklemleri, birincil ve ikincil girişlerde, karışma odasında, sabit alan kesitinde ve difüzörde uygulanır.

Bu bakış açısıyla, geçerliliği denetlenen çoğu HAD modeli, saptanan deneysel sonuçlar sayesinde analiz edilmekte ve ejektör tasarımı yapılmaktadır. HAD analizleri ve deneysel doğrulamalar aracılığı ile tespit edilen ejektör performansını etkileyen parametreler şu şekilde sıralanabilir:

- a) Birincil nozul boğazı ile sabit alan karışma odası boğazı arasındaki alan oranı.

- b) Kesiştiği kesit girişinden birincil nozul çıkışındaki mesafe olarak tanımlanan birincil nozul çıkış pozisyonu.
- c) Sabit alan karışma odası uzunluğu.
- d) Karışma aşamasındaki sabit basınç alanı kesişim açısı.

Bu parametreler arasında en önemlisi alan oranı ilişkisidir. Ejektör performansı zerine HAD simülasyonu ile yapılan çalışmalar, ejektörün en uygun geometrik parametrelerinin; çalışma akışkanına ve işletme koşullarına bağlı olduğunu göstermiştir.

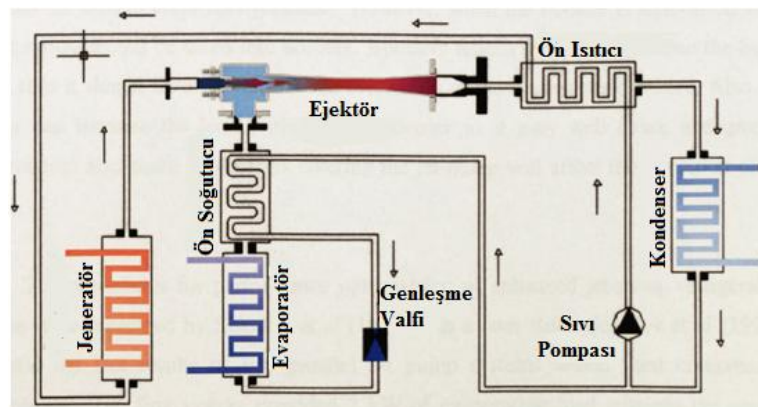
4.6. SÜREKLİ OLMAYAN AKIş MODELLERİ

1990' ların ortalarından beri bazı araştırmacılar sürekli olmayan ve değişken basınçlı ejektör teorisi üzerine yoğunlaşmışlardır. Klasik sürekli ejektörler ile karşılaştırıldığında, sürekli olmayan ejektörler doğrudan etkileşimli iki akışkan arasında enerji transferine izin verir fakat onları ayırarak devam ettirir. Birincil ve ikincil akış arasındaki akışkan arayüzlerinde hareket eden basınç kuvvetlerinin tersine çalışmasından faydalanarak, sürekli olmayan ejektörler potansiyel olarak daha fazla momentum transfer etkinliğine sahip olurlar. Ababneh vd., bir radyal akış difüzörü ile sürekli olmayan bir ejektör içinde enerji transferi üzerine ikincil akış sıcaklığının etkilerini çalışmışlardır [91]. Akış alanı, Mach sayıları 2,5 ve 3, sıcaklık oranı 10 C'den 55 C'ye olan bir sıcaklık aralığında analiz edilmiştir. Sonuçların ortam sıcaklığı içindeki artış ile azalan tersinmezliklerin etkilerini içerecek şekilde ikincil akışa aktarılan gerçek (asıl) enerjiyi ortaya çıkardığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra, mekaniksel zorlukları nedeni ile, deneysel çalışma durdurulduğundan yalnızca sayısal benzeşim (simülasyon) sunulmuştur. Gould, otomobil klima sistemi içindeki bir değişken buhar basınçlı ejektörün teorik analizini gerçekleştirmiştir [92]. Aracın motorundaki atık ısı esas ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Karşılaştırmalar, rölantide çalışırken ve 22,352 m/s koşullarında değişken buhar basınçlı ejektörlü klima sistemi ile geleneksel bir R134a'lı klima sistemi arasında yapılmıştır. Sonuçlar değişken buhar basınçlı ejektör sisteminin R134a'lı klima sisteminden % 68 daha az enerji

tükettiğini göstermiştir. Her iki koşulda da hava klimalı değişken basınçlı ejektör sisteminin COP'sinin R134a'lı hava klimalı sisteminkinden 2,5 – 5,5 kat fazla olduğu gözlenmiştir. Bununla beraber, teorik bilgi deneysel sonuçlar ile doğrulanmamıştır.

4.7. ÖN SOĞUTUCULU VE ÖN ISITICILI BUHAR-JET SOĞUTMA SİSTEMLERİ

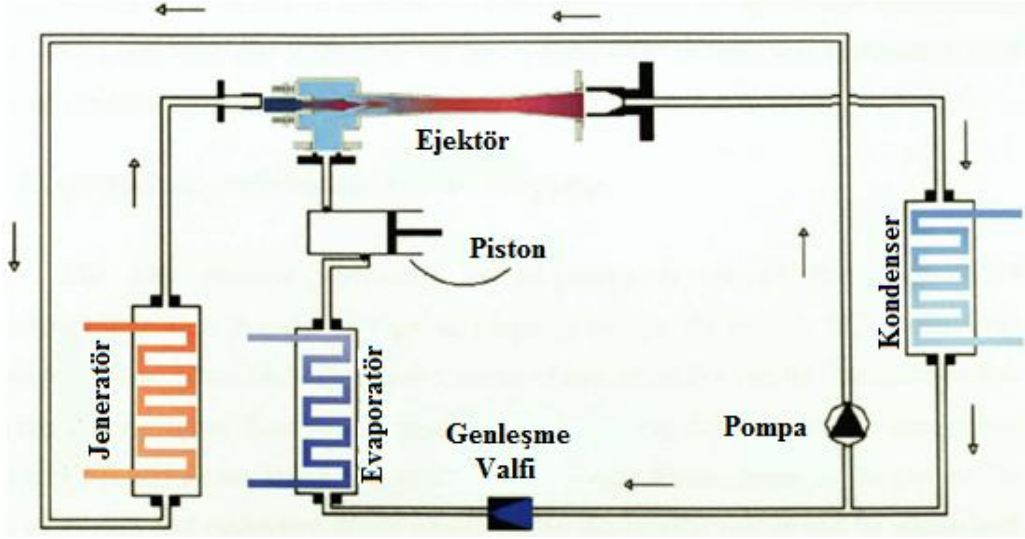
Taşınan ısı miktarının azaltılması ve böylece ekipman boyutunun düşürülmesi aracılığıyla buhar-jet soğutma sisteminin verimliliğini iyileştirmek amacıyla basit bir buhar-jet çevrimi içerisine ön soğutucunun ve ön ısıtıcının adaptasyonu Sun tarafından gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.3) [30]. Ön ısıtıcının Şekil 4.3'de gösterildiği gibi konumlanması ile, ön-ısıtıcı içerisinde kazana geri dönen soğutucunun sıcaklığı artırıldığı zaman jeneratörde ihtiyaç duyulan ısı düşürülecektir. Üstelik soğutma ortamında daha az sirkülasyona ihtiyaç duyulacağından kondenserin yükü azalacaktır. Diğer taraftan, soğutucunun sıcaklığı, evaporatöre girerken ön-soğutucu içerisinde düşürüldüğünde, evaporatörde soğurulan ısı artırılabilir. Sürüklenme oranları ön ısıtıcı ünitesi olmadığında dahi aynıdır fakat evaporatör içindeki su kütsel debisi arttığından soğutma kapasitesi iyileştirilmiş olacaktır. Huang vd. teorik olarak, ejektörlü soğutma sisteminin ana çevrimine ön-soğutucu ve ön-ısıtıcı ilave edilmesi ile, COP'nin ve soğutma kapasitesinin % 20 kadar artırılabilindiğini göstermişlerdir. Ancak tam bir iyileşmenin, sistemdeki termodinamik duruma ve akış oranlarına bağlı olduğu fark edilmiştir [7,49].



Şekil 4.3. Bir ön soğutmalı ve bir ön ısıtmalı ejektörlü soğutucu sistem [7].

4.8. MEKANİK BASINÇ SÜPÜRÜCÜLÜ BUHAR-JET SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Dorantes vd.; işletme şartlarındaki dalgalanmaları yumuşatmak ve sistem performansını iyileştirmek için Şekil 4.4'de gösterildiği gibi mekanik basınç süpürücüsünü tanıtmışlardır [93].



Şekil 4.4. Süpürücülü ejektörlü soğutma sistemi [7].

Süpürücü, evaporatör ile ejektör emme hattı arasında yerleştirilmiştir. Bu şekilde, evaporatördeki buhar, iki kademeli sıkıştırmaya maruz kalacaktır. İlk sıkıştırma, süpürücü tarafından diğer sıkıştırma ise ejektör tarafından yapılır. Ejektör emme hattı içerisindeki ikincil akışın basıncı, soğutma sıcaklığı etkilenmeksizin artar ve böylece hem sürüklenme oranı hem de kritik kondenser basıncı artışı gözlenir. Bununla beraber, süpürücü ile ilgili dikkate alınması gereken bir takım değerlendirmeler vardır. Süpürücüler, sıvı pompasından daha yüksek güçlere gereksinim duyarlar bu nedenle sistem performansının değerlendirilmesinde bu konu dikkate alınmalıdır. Üstelik, süpürücü bir aşırı ısıtmaya sebep olabilir ki kondenser içerisindeki yük bu nedenle artabilir. Hatta bu yüzden ejektöre bir takım yağ damlalarının girmesi ile sistemin işletilmesi etkilenebilir.

4.9. EJEKTÖR'ÜN GEOMETRİK İYİLEŞTİRİLMESİNDE SON GELİŞMELER

Sürüklenme oranı, buhar-jet geometrisi ile işletme şartlarının bir fonksiyonudur, bu nedenle sistemi karşılayan COP değeri bu parametrelere bağımlı olarak değişecektir. Bununla birlikte, belirli soğutma işletme şartları altında tasarlanan sabit bir ejektör geometrisi için en büyük sistem COP değeri, en büyük R_m değerinde elde edilecektir. Pratikte ikincil akış, genellikle ihtiyaç duyulan soğutma miktarı aracılığı ile karar verilir. Bu nedenle, verilen bir ikincil akış için birincil akış miktarını azaltmak tasarımcı için emek sarfedilmesi gereken bir konudur. Bunu gerçekleştirmek amacıyla buhar-jet içerisinde ortaya çıkan akış proseslerindeki tersinmezliklerin küçültülmesi gerekir.

Ejektör sistemini ekonomik açıdan daha çekici yapmak için, bir dizi araştırma sistem performansı üzerine ejektör geometrisinin iyileştirilmesini kapsamaktadır.

4.9.1. Ejektör Alan Oranı

Ejektör performansını etkileyen ölçüsel olmayan önemli bir faktör birincil nozul ile sabit kesit alanı arasındaki alan oranı (ϕ)'dır. Bu parametre, birincil nozuldan açığa çıkan akışı ve akışın bazı ölçüler için birincil akışkan olarak kesinliğini sürdüren alan olarak bilinir. İkincil akışkan, birincil akışkan ile ejektör duvarı arasındaki bölge içine sürüklenir. Bir ejektör, boğulma aşamasında işletildiğinde daha yüksek sürüklenme oranı ile daha iyi bir performans verir. Farklı işletme şartlarında bu performans iyileştirilmesini sağlamak için, ejektörün alan oranı değiştirilmelidir. Bir ejektör, sabit bir birincil ile ikincil basınç değerinde ve nozul geometrisinde düşünüldüğünde, ikincil akım için karışma kesit alanı artışı ile orantılı daha büyük bir akış alanı ortaya çıkacaktır. Böylece sürüklenme oranı da artacaktır fakat birincil akıştan kazanılan sıkıştırma işi sabit kalacağından, ejektör daha yüksek emiş basınçlarına sıkıştırılamaz. Bu durumda alan oranı artışı ile sürüklenme oranı artacaktır ve kritik çıkış basıncı (kondenser basıncı) düşecektir, bu nedenle işletme şartlarına bağlı olarak en uygun bir değer elde edilebilir [94].

Ejektörler için başlangıçta daha düşük ejektör alan oranı ile sürüklenme oranı artar sonra ise jeneratör sıcaklığının artışı ile orantılı olarak düşer. Bununla birlikte bir ejektörü, verilen bir kondenser sıcaklığı için kritik koşullarda işletebilen tek bir en uygun alan oranı tespit edilebilir. Bu açıkça, farklı ejektörler için farklı işletme şartlarına ihtiyaç duyulması anlamına gelmektedir. Bu problemin aşılması amacıyla, Riffat S. B. vd. tarafından yeni bir özellik olarak “spindle” uygulaması ileri sürülerek, sayısal ve deneysel olarak test edilmiştir [12,95]. “Spindle” konumunun değiştirilmesi ile alan oranı değiştirilebilmiştir. “Spindle” konumu ileriye doğru hareket eder ise, birincil nozul boğazı alanı küçülür ve sonuç olarak ejektör alan oranı artar. Ejektör performansı üzerine alan oranının bir analizi HAD simülasyonu ile Varga tarafından gerçekleştirilmiştir [41]. Üstelik spindel konumu değiştirilerek, en uygun bir alan oranının tek bir ejektör ile başarılabilceği açıkça görülmüştür [41]. Riffat S. B. vd. daha sonra HAD verileri ile deneysel sonuçları karşılaştırarak özetlemiş ve HAD ile deneysel birincil akış oranları arasında, ortalama % 7,7 kadar bir hata ortaya çıktığını tespit ederek sonuçların gayet uyumlu olduğunu göstermişlerdir [95].

4.9.2. Nozul Çıkış Konumu (NXP)

Bir ejektörü yüksek sürüklenme performansı ile tasarlamak için NXP; karışma odası içinde karışma prosesi esnasında, kinetik enerjinin ve akış sürtünme kayıplarının mümkün olduğunca küçük olması temin edilerek, ikincil akışın birincil akış tarafından yeterince ivmelendirileceği şekilde doğru bir biçimde seçilmelidir. NXP'nin karışma odasına yaklaşması ya da uzaklaşması ile ejektör performansı ile doğrudan ilişkili olarak hem sürüklenme hem de basınç oranının etkilendiği bilinmektedir. Genellikle, ejektör performansı (diğer bir ifade ile sürüklenme oranı) birincil nozul karışma odasından uzaklaştığında iyileşir. Deneysel çalışmalarda ve CFD simülasyonlarında, karışma odası içerisine hareket ettirilmiş NXP konumu ile COP ve soğutma kapasitesi değerinin düştüğü gösterilmiştir [6,35,38,51,96-100]. En uygun NXP değerinin, hem karışma odası boğaz çapı ile orantılı olduğu hem de birincil akış basıncının yükselmesi ile arttığı gözlenmiştir [43].

4.9.3. Karışma Odası Yakınsama Açısı (θ)

Ejektör performansı, özellikle en uygun değerinde iken yakınsama açısına karşı çok hassastır ve açıdaki ufak bir değişim ejektör performansı üzerinde büyük ölçüde etkiye sahiptir. Açı, birincil akış basıncı yükseldiğinde ejektör performansını arttırmak için büyütülmelidir.

En uygun birincil nozul konumu ya da yakınsama açısı tüm işletme koşullarını önceden tanımlamayabilir. İşletme şartları tasarım noktasından farklı olduğu zaman, NXP'nin ejektör performansını uygun biçimde büyütebilmesi için ayarlanması gerekir. Hareket edebilen birincil nozul ile bir ejektör, Aphornratana ve Eames tarafından çalışıldığı gibi tasarım dışındaki şartlarda esnek bir NXP sağlayabilir [101]. Bununla birlikte, pratikte karışma odasının yakınsak açısının işletme esnasında ayarlanması gerçek bir problemdir. Bu nedenle, açı, ejektör performansı üzerinde önemli bir rol oynar, bu konu üzerinde daha ileri düzeyde çalışılması gerekmektedir.

BÖLÜM 5

SAYISAL MODELLEME

Sayısal metodların varlığı sayesinde, pratik mühendislik problemlerini yeteri derecede hassasiyette çözmek mümkün hale gelmiştir. Sürekli ortam mekaniğinin analizinde kullanılan bu metodların temelindeki prensip; problemin fiziksel büyüklükleri arasındaki bağı ifade eden denklemlerin sistemin son derece küçük bir bölgesinde oluşturulabilmesidir. Bu şekilde gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı tanımlı küçük bölgelerde oluşturulan denklemler topluluğu ile incelenmektedir. Yapıyı küçük parçalara bölmek ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturmakla, fiziksel büyüklüklerin (ısı analiz probleminde ısı ve sıcaklık gibi) yapı içerisindeki değişimini hassasiyetle hesaplamak mümkündür. Bu bölgelerin sayısı arttıkça çözümün hassasiyeti artmaktadır [102].

Sayısal algoritmalar ile yapılan HAD programları akışkan akış problemlerinin üstesinden gelebilir. Sayısal çalışma, akış ve ısı transferi problemlerini sonlu hacimler metodu kullanarak çözen Akışkanlar Dinamiği programı olan Ansys Fluent 12.1 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Problemin çözümünden önce, modelin akış davranışını ve böylece ejektör performansını doğru bir şekilde temsil ettiğine emin olmak için, sayısal program; literatürden erişilebilir, soğutucu akışkanı R-236fa olan ejektör geometrisinden alınan deneysel bilgiler aracılığı ile akış geometrisi oluşturulduktan sonra, deneysel sonuca en uygun yakınsamayı veren ağ tipinin geometrik tasarımı için hücre bölünmesi işlemi sonrası, sınır şartlarının belirlenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Uygulanan program için en uygun hesaplama, modelin diğer gerekli bağlantı kriterlerini içerecek şekilde sağlanmıştır. Çözümler türbülanslı akışta, kararlı rejim, iki boyutlu, sıkıştırılabilir ve sabit yüzey sıcaklığı ile viskoz akışkan özellikleri için zorlanmış taşınım şartları altında gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada çözüm; süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri kullanılarak sağlanmıştır. Isıl etkilerin incelendiği ejektör boyunca; süreklilik, momentum, ve enerji denklemleri çözülmüştür. Temel denklemlerin çözümü için “Basınç esaslı” çözüm yöntemi kullanılmıştır. Basınç-hız çiftinin ayrıklaşması için “coupled” algoritması, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaşması için ise ikinci mertebeden yukarı-akım fark metodu kullanılmıştır. Sayısal çözüme korunum ve türbülans modeli denklemlerindeki kalıntıların 1×10^{-5} olması durumuna kadar devam edilmiştir. Sayısal çalışmada dörtgensel tip hücre sistemi kullanılmıştır. Çözüm doğruluğunu arttırmak için duvarlara doğru kontrol hacimleri sıklaştırılmıştır.

Buhar-jet içindeki akış alanının, doğru anlaşılması sistem performansının iyileştirilmesine yardımcı olabilir. Bu çalışmada bir akışkanı gerçek bir gaz gibi modelleyebilecek versiyon, çalışma akışkanlarının gerçek davranışları ve sınır tabaka etkileri dikkate alınarak, akış alanını hesaplayabilmek amacıyla kullanılmıştır. Bu nedenle bu çalışmanın amacı; bir HAD ticari paket programı kullanılarak belirlenmiş en uygun şartlarda soğutucu akışkanların gerçek davranışlarını sayısal olarak değerlendirerek çevre dostu en uygun soğutucu akışkanın belirlenmesidir.

5.1. HAD UYGULAMA METODU

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), bilgisayar destekli simülasyonlar kullanan kompleks geometriler içindeki akışkan akışı, ısı ve kütle transferini ve kimyasal reaksiyonları içeren sistemlerin analizi için çok önemli bir araçtır. Farklı uygulamaların tasarımı ve iyileştirilmeleri için kullanılabilir. HAD’in temeli, viskoz ve sıkıştırılabilir bir akışkan için Navier-Stokes denklemleridir ve bu denklemlerin çözümünde sürekli kullanılan Sonlu Hacimler Metodu ile sayısal bir yaklaşımdır. Yaklaşım, doğrudan simüle edilmesi zor olan türbülans dalgalanmalarının tüm detayından çok, normalde istenilen ortalama akış üzerindeki etkileri çözen ortalama zaman ya da toplu olan yönetici denklemleri belirleyerek türbülansı kullanabilmedir.

Sıkıştırılabilir akışkanlar için, süreklilik denklemi sadece hızın fonksiyonu olup basıncın bir fonksiyonu değildir. Basınç terimleri sadece momentum denklemlerini içerir. Hız elemanlarının fonksiyonları olan momentum denklemleri içindeki

terimlerin çoğu nedeniyle, çözümleri hız elemanları için üreten bu denklemlerin kullanılması doğaldır. Bu nedenle süreklilik basıncı içermediğinden esas problem, basınç çözümünün nasıl elde edileceğidir. Doğrudan bir metod ile, süreklilik ve momentum denklemleri bölünür ve bu denklemler eş zamanlı çözülür. Tüm değişkenleri içeren çok geniş bir çözüm vektörü içinde bu sonuçlar sonuç olarak çok geniş hesapsal etkiye yol açar. Bu problemi çözmek için yaygın olarak kullanılan iki metod vardır; basınç esaslı metod ve suni sıkıştırılabilirlik (sahte sıkıştırılabilirlik) kavramı esaslı metod. Bu çalışmada, Ansys Fluent 12.1 programı tarafından basınç esaslı çözücü tipi ile sürekli ve sıkıştırılabilir, yoğunluk değerinde ideal gaz kanununu esas alan viskoz iki boyutlu akış için iki denklemlilik Standard k-ε türbülans modeli seçilerek çözüm üretilmiştir.

5.1.1. Geometrik Modelin Ve Sayısal Ağın (Hücre Örgüsü) Oluşturulması

CFD uygulamasında giriş aşaması ile sonraki adımlar için başarılı bir simülasyon sonucu elde edilebilmesi, tanım kümesinin (kontrol hacminin) geometri ve hücre tasarımı özelliğine bağlıdır. Bu iki özellik, yakınsama ve hücre bağımsızlığı gibi sonuçlar ile karakterize edilir. Uygun oluşturulmayan hücre yapısı sonucun ıraksamasına veya hatalı sonuç elde edilmesine neden olur. Bu nedenle kullanılan hücre yapısının doğru sonuç verip vermediğinin incelenmesi gerekmektedir. Sayısal ağ üretimi; korunum denklemlerinin ayrıklaştırılmış biçimlerini, temelinde çok karmaşık bir kontrol hacminde karmaşık denklemlerin çözümü yerine kontrol hacminin küçük parçalara bölünmesi ile bir zaman diliminde her bir parçaya ait denklemlerin çözülmesini tercih eden Sonlu Hacimler Metodu ile çözebilmek amacıyla, verilen fiziksel kontrol hacminin yeterince küçük elemanlara bölünmesi işlemidir. Kütle, momentum, enerji vb. için genel korunum (taşınım) denklemleri cebirsel denklemlere bölünür. Tüm denklemler akış alanını göstermek içindir [102].

Sayısal ağın örülmesinde çözüm kalitesini belirleyen, eleman tipi seçimidir. İki boyutlu bir akış hattı boyunca dörtgen veya hexahedral tip elemanların iyi bir dağılımı, üçgen veya tetrahedral tip eleman dağılımlarına göre daha yüksek kalitede bir sonuç verecektir. Daha küçük hücre boyutu, daha iyi sayısal çözüm sonuçları sağlayacaktır. Ancak, sayısal çözümler bilgisayar kullanılarak çözüleceğinden, çok

küçük hücre boyutları kullanılamayabilir. Bilgisayar hafızası miktarı (RAM), doğrudan hücre sayıları ile orantılı olacak şekilde çözüm gerçekleştirebilir. Hesaplama kaynaklarının sınırlılığı nedeniyle, kaynakların yeterince etkili kullanılması şarttır. Tipik olarak bu, ihtiyaç duyulan bölgelere ince ve geniş boyutlu hücreler yerleştirilmesi ile sağlanabilir. Bu işlem “dizileme” olarak adlandırılır. Genellikle ince boyutlu hücre örgülerine, eğrilik ya da yakınlık gibi kuşatıcı geometrik özellik ya da kuşatıcı akış özellikleri (akış ayrılmaları, şok dalgaları, zayıf bölgeler gibi) içeren bölgelerde gereksinim duyulmaktadır. Sonuç olarak, eğriliğe hakim olmak için eğrisel geometrilerde daha küçük boyutlu hücrelerin ve daha düzgün bölgelerde daha büyük boyutlu hücrelerin yerleştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Benzer olarak küçük boyutlu hücreler, viskoz etkilerin baskın olduğu bölgelere, hız gradyeninin büyük olduğu sınır tabakalarına daha büyük hücreler sınırdan uzaklaştırılmak şartıyla yerleştirilmelidir. Bu işlemleri gerçekleştirirken dikkat edilmesi gereken husus, küçük boyutlu hücreden büyük boyutlu hücreye geçişin yumuşak olmasıdır. Eğer hücre boyutu değişimi aniden olursa, sayısal çözüm içindeki hataların artışında ilerleme olacaktır [102].

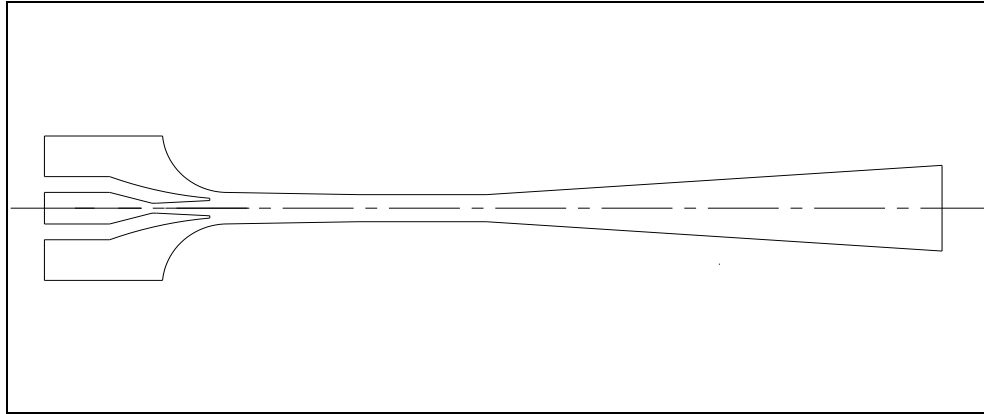
Bu sayısal çalışmada yapısal olmayan ağ üretimi metodu ve daha iyi bir sonuç elde edebilmek için daha ince hücre örgüsü dörtgen tip elemanlara uygulanmıştır. Yeterince ince hücre örgüsü ile dörtgen tip elemanlar her hangi bir istikrarsızlık vermeden kabul edilebilir çözümler sunmuştur. Daha yüksek Reynolds sayılı akışlarda doğru çözüm, daha düşük Reynolds sayılı akışlar ile karşılaştırıldığında daha ince bir hücre örgüsü ile elde edilebilir. Bir hücrenin kalınlıkları nedeniyle oluşan çözüm hatalarının ortadan kaldırılması için tek yol, kesin anahtar sonuçlarının değişmeyinceye kadar başlangıçtaki bir hücre kalınlığının başarılı şekilde iyileştiği bir prosedür olan bağımlı bir ağ çalışması gerçekleştirmektir. Daha sonra simülasyon ağ'dan bağımsız olur [102].

Bir akış probleminin (hız, basınç, sıcaklık vb.) çözümü, her bir hücre içindeki düğümlerde tanımlanır. Bir HAD çözümünün doğruluğu, ağ içindeki pek çok sayıda hücre tarafından yönetilir. Genellikle, hücre sayısının sayısal miktarı, daha iyi çözüm doğruluğu sağlar. Bir çözümün gerekli bilgisayar donanımının maliyeti ve hesaplama süresi ağ örgüsünün inceliğine bağlıdır.

Başlangıçta çalıştırılan gaz akışı boyunca elemanlar, GAMBIT yazılımı ile modellenmiştir. Bu model daha sonra .msh formatı ile kaydedilir. .MSH uzantılı dosya ANSYS FLUENT 12.1 (CFD) ile açılır. Burada model yalnızca gaz akış yolları olarak varlık gösterir. Çözümde, dağıtılmış bir ağ formülasyonu kullanılmıştır; skaler nicelikler (basınç, entalpi, termo-fizik özellikler) kontrol hacimlerinin merkezinde düğümlerde ve vektörel nicelikler (hızlar) kontrol hacim yüzlerinin merkezi noktalarında depolanır. Ağ örgüsü ya da ayrıklaştırma, katı modelin çok sayıda hücrelere bölünmesi işlemidir.

5.1.1.1. Geometrinin Oluşturulması

Tüm problemin başladığı nokta bir geometridir. Geometri analiz edilecek problemin şeklini anlatır; hacimler, yüzler (yüzeyler), kenarlar (eğriler) ve noktalar içerir. Bu çalışmada kullanılan geometri Şekil 5.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 5.1. Bu çalışmada kullanılan geometri modeli.

Geometrinin oluşturulmasında çeşitli yaklaşımlar şu şekilde sıralanabilir [103]:

- a) Geometriler, yukarıdan aşağıya ya da aşağıdan yukarıya oluşturulabilir.
- b) Yukarıdan aşağıya ifadesi, hesaplamalı kümede; silindirler, kenarlar ve küreler gibi başlangıç şekilleri üzerinde mantıksal işlemleri gerçekleştirerek oluşturulan bir yaklaşıma karşılık gelir.

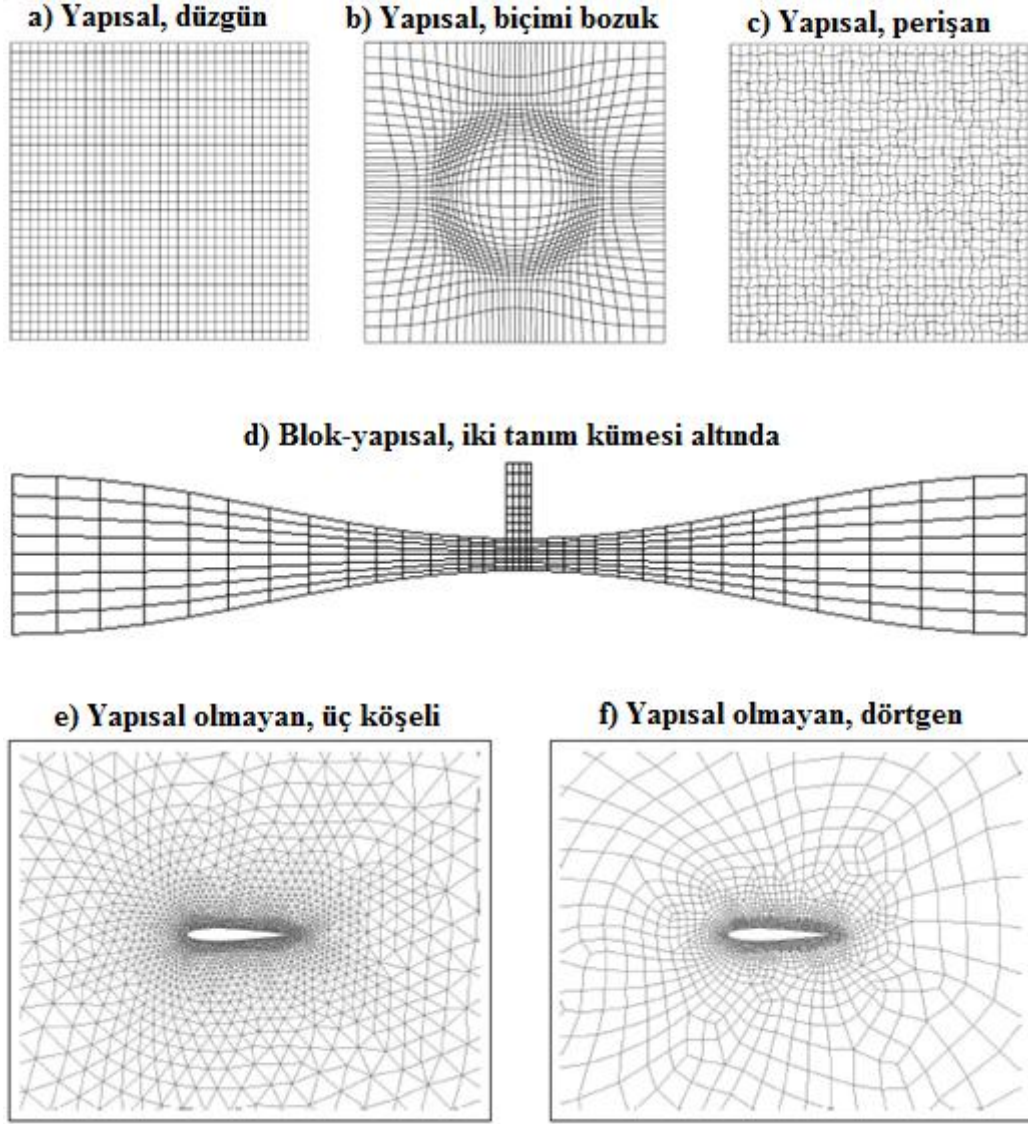
c) Aşağıdan yukarıya, önce noktaların oluşturulduğu sonra bu noktalara kenarların bağlandığı ve kenarlardan yüzlere geçerek birleştirilmesi yaklaşımıdır ki bu çalışmada bu yöntem uygulanmıştır.

d) Geometri, bu çalışmada olduğu gibi FLUENT tabanlı GAMBIT gibi ağ oluşturucu yazılımların kullanılması ile gerçekleştirilebilir.

5.1.1.2. Hücre Tipi İle Ağ Örümleri

Çok farklı hücre/eleman ve ağ tipleri mümkündür. Hücre tipleri, probleme ve çözücü yeteneklerine bağlı olarak seçilir. Hücre ya da eleman tipleri; dörtgensel (quadrilateral), üçgen (triangle) vd. şeklinde olabilir (Şekil 5.2). Ağ üretiminin temel tanımı, seçilmesi ile elde edilecek çözümün kalitesine karar veren herhangi bir şeklin seçimine izin vermektedir. Diğer bir taraftan, akış doğrultusu ile paralel dörtgensel ya da hexahedral hücrelerin iyi dağılımı, üçgensel ya da tetrahedral şekiller ile karşılaştırıldığında yüksek kaliteli sonuçlar vermektedir.

Bu çalışmadaki sayısal ağ hazırlama işlemi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve sonlu hacimler analizlerinde sınır şartları ile birlikte model oluşturma ve sayısal ağ yapısı oluşturma işlemleri için kullanılan bir yazılım olan GAMBIT çözücü, Fluent 5/6 ile gerçekleştirilmiştir. Geometrik modele, 7 ayrı yüz için her bir yüzde dört noktalı (quadrilateral) yüzey eleman tipi seçilerek, Şekil 5.2f)'deki gibi hücre tipi uygulanmıştır.



Şekil 5.2. Ejektör geometrisinde ağ oluşturma tipleri [103].

Deneysel sonuca en yakın değeri veren hücre sayısının belirlenmesi amacı ile farklı hücre yapılarında $T_1 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ için çözümler tekrarlanmıştır. Beş farklı hücre sayısı için sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma için, hücre sayılarının x ve r koordinatları için Çizelge 5.1'deki ağ numaralarında belirtilen sayılar ile farklı hücre yapısında çözümler tekrarlanmıştır.

Çizelge 5.1. Ağ uyumluluğu için belirlenen ağ sayıları.

Ağ numarası	Ağ yüzü arası uzaklık	Kenar ara arttırım çarpım değeri	Sınır tabaka ilk satır arası uzaklık	Sınır tabaka kenar sayısı
M1x2	0,5	x2	0,01	4
M2x1	0,5	x1	0,01	4
M3x1	1	x1	0,01	4
M4x1	0,5	x1	0,05	4
M5x2	0,5	x2	0,05	4

Farklı ağ yoğunlukları ile çalıştırılan HAD sonuçları, deney sonuçları ile karşılaştırılarak ağ yoğunluğuna karar verilmiştir. Bununla birlikte duvar yüzleri üzerine kayma gerilmesinin etkisini daha iyi görebilmek için Çizelge 5.1’de değerleri verilen sınır tabaka sığ ağ yapıları oluşturulmuştur. Çizelge 5.2’e göre model, M2x1 ağ numarası ile 11210 adet dört yüzlü (quadrilateral) yüzey elemanına bölünmüştür. Ağ sayısı ile oluşturulan örgü (Şekil 5.3), deney sonuçlarına en uygun değeri verdiği için ağ uyumluluğu işlemi tamamlanmıştır. Belirlenen ağ yoğunluğu ile örülen geometri kullanılarak simülasyonlar her bir akışkan için uygulanmıştır.

Çizelge 5.2. Uyumluluk elde edilen ağ yoğunluğu.

Yüz adı	Toplam düğüm sayısı	Toplam eleman sayısı
YÜZ 1	876	792
YÜZ 2	1920	1827
YÜZ 3	1650	1566
YÜZ 4	5820	5597
YÜZ 5	522	476
YÜZ 6	432	391
YÜZ 7	612	561
Toplam Hücre Sayısı		11210



Mesh

Dec 13, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

Şekil 5.3. GAMBIT yazılımı ile geometrinin dörtgenel tip hücre ile ağ örgüsü.

Ağ Kalitesi:

Ağ uyumluluğu testlerinde, en ince ağ yapısı sonuçlarının, kullanılan çeşitli ağ yoğunlukları içinde deneysel sonuçlara yakın uyumluluk gösterdiği görülmüştür. Üstelik ağın incilmesi ile orantılı olarak hesaplanan değerlerin, hücre boyutunda daha az hassaslaşmaya ve prosesin bazı noktalarında incelmedeki hataların daha da küçülmeye ya da ihmal edilmeye başladığı dolayısıyla doğruluğu sağlamak amacı ile daha fazla bir artışa gerek olmadığı belirlenmiştir. Ağ yoğunluğu tüm akış özelliği ilişkilerini kuşatmak için yeterince yüksek seçilmiştir. Duvara bitişik ağ yoğunluğu, sınır tabaka akışını tekrar çözebilmek için yeterince ince olmalıdır. Ejektör, yeterince inceltilmiş ağ ile doğru bir şekilde simüle edilebilir [103]. Ağ uygunluğu için; bütün iki boyutlu, axi-simetrik modelleri için ejektörün bu simülasyonlarında, dörtgen hücre tipi kullanılmıştır. Bununla beraber, ağın bu tipi ile; hücre görünüş oranını sürdürmek ve üstelik baskın akış doğrultusu ile ağı sıralamak kolay olduğu için daha yüksek ağ kalitesi üretilebilir.

5.1.2. Türbülans Modelleri

Türbülanslı akış şartlarında temel denklemlerin çözülmesi hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi için yeterli değildir. Akışın yapısı gereği temel denklemlerle birlikte türbülans denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir.

Türbülans denklemlerinin çözümü için ise türbülans modellerinin kullanılması zorunludur. Yapılan çalışma için, akış alanının türbülanslı akış koşullarında gerçekleşmesi sebebiyle temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemlerinin çözümü gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada akışkan, birincil akışkanın hız enerjisi ile yakınsak kanal içerisine sevk edildiğinden akış zorlanmış bir akıştır. Problemin çözümü, akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri olan kütle, momentum ve enerjinin korunumu kanunlarına dayanmaktadır. Fakat çalışmanın türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmesi sebebi ile, temel denklemlere türbülans denklemleri de ilave edilerek bu denklemler çözülmüştür.

5.1.2.1. Türbülans Modeli Seçimi

Sıkıştırılabilir sürekli akış; süreklilik denklemi ve tüm akışkan özelliklerinin sabit olduğu Navier-Stokes denklemleri ile yönetilir. Türbülanslı sıkıştırılabilir akış için bu korunum denklemleri, gerçekte zaman ortalamalıdır ve sonuçlanan çözüm ortalama akış alanıdır. Bu teknik, önemli bir probleme sebep olan bilinmeyen ek terimlerin ortaya çıkması ile sonuçlanır. Bu problem, iki denklemlilik bir türbülans modeli kullanılarak çözülebilir [104].

Avantajları ve dezavantajları ile türbülans modellerinin sınıflandırılması şu şekildedir [105]:

- a) Standard k-ε: Sağlamlığı, ekonomikliği ile pek çok yıldır mühendis topluluğuna iyi hizmet eden ve kullanılan en yaygın modeldir. Ana avantajı; hızlı, istikrarlı bir hesaplama yeteneği ve pek çok akış için özellikle yüksek Reynolds sayıları ile mantıklı sonuçlar sunmasıdır. Yüksek girdaplı akışlar, yuvarlanan jetler ya da güçlü akış ayrılmaları için bu metod önerilmez.
- b) RNG k-ε: k-ε modelinin değiştirilmiş bir versiyonudur. Bu model, girdaplı akışlar ve akış ayrılmaları için geliştirilmiş sonuçları toplar. Yuvarlanan jetler için uygun değildir ve Standard k-ε modeli kadar istikrarlı değildir.

- c) Gerçekleştirilebilir k-ε: k-ε modelinin bir başka değiştirilmiş versiyonudur. Bu model, yuvarlanan jetlerin akışını doğru bir şekilde tahmin edebilir ve girdaplı akışlar ile ayrılmaları içeren akışlar için daha fazla geliştirilmiş sonuçlar sağlar.
- d) RSM: Tam Reynolds Gerilme Modeli; girdap, ayrılma, yuvarlak ve düz jetleri içeren tüm akış tipleri için iyi tahminler sağlar. Çünkü bu model, doğrudan Reynolds gerilmeleri için taşınım denklemlerini çözer. Fakat k-ε modellerine göre daha uzun hesaplama sürelerine gereksinim duyar.
- e) LES: Geniş Anafor Simülasyon, tüm akış sistemleri için mükemmel sonuçlar sağlayan süreksiz bir formülasyondur.

5.1.2.2. Standard k-ε Modeli

Akış doğrultusu içindeki iki boyutlu ince kayma tabakalarındaki değişiklikler, daima türbülansın kendisini yerel şartlara göre ayarlayabilmesi gerekecek kadar yavaştır. Dolaşımın ve yayılmanın olduğu akışlar, karışma uzunluğu için küçük bir cebirsel formülasyonun daha fazla mümkün olmadığı devreden akışlar gibi türbülansın bozulması ve üretilmesi arasında önemli farklılıklara sebep olur. Öncü yol, türbülans dinamiklerini dikkate alan ifadeleri düşünmektir. k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisini etkileyen mekanizmalar üzerine odaklanır. Bu modelde "k" türbülansın kinetik enerjisini, "epsilon" ise türbülansın yayılımını (dağılım) belirtir. Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülanslı kinetik enerji ve yayılım denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmakta ve bu da denklem sisteminin çözümünü zorlaştırmaktadır.

HAD programı sonuçlarının değerlendirilmesi, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak gerçekleştirilmiştir, çoğu belirsizliğin deneyin kendisi ile ilişkili olduğu hesaba katılmıştır. Deneysel belirsizlikler düşünüldüğünde; örneğin boyutlar, geometrik düzensizlikler (yüzey pürüzlülüğü gibi), emme hattındaki basınç kaybı ve HAD modelinde geliştirilen birincil nozul ile difüzör arasındaki geometrik eksen kaçıklığı dikkate alınmalıdır.

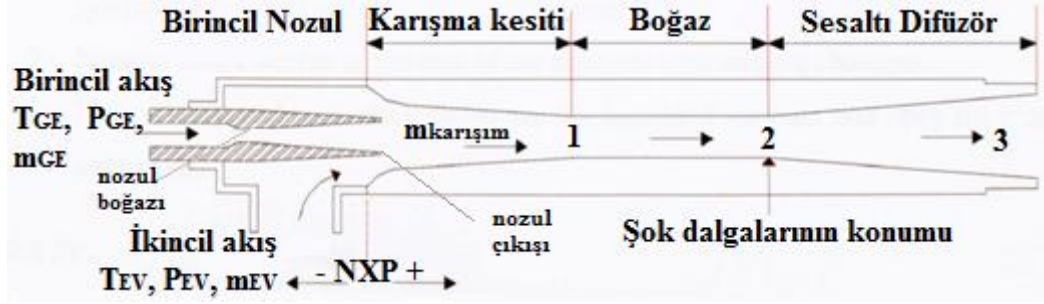
R-236fa soğutucu akışkanlı ejektör için M2x1 boyutlu ağ kullanılmıştır. R-236fa ejektörü için; Standard k-epsilon türbülans modeli ile türbülans denklemleri ve akış için basınç-hız çifti çözüm metodu ile basınç teriminin ayrıklaştırılması için standart çözüm yöntemi uygulanmıştır. Momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin ayrıklaştırılması için ise ikinci mertebeden yukarı-akım fark metodu kullanılmıştır. Sayısal çözüme korunum ve türbülans denklemlerindeki kalıntıların 1×10^{-5} olması durumuna kadar devam edilmiştir. Çalışmalarda yakınsama problemi ile karşılaşmamıştır. Yakın duvar davranışları için yüksek Reynolds sayılarında mantıksal olarak doğru sonuçlar verebilen standart duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Şok dalgaları ile ilgilenmek ve yakın duvar sınır tabakalarına hakim olmak için tasarlanan ağ, çözümdeki yakınsamayı iyileştirmek için ihtiyaç duyulan ağ boyutuna uyan olmalıdır.

5.1.3. Çalışma Akışkanı Özellikleri

HAD modelleme ile akışkanın fiziksel özelliklerini belirlemeye ihtiyaç duyulmaktadır. Özellikleri belirleme metodu bir Basınç-Hız çift çözücü (coupled solver) ile çalışılmıştır ve değerlendirilmiştir. Birincil akışkana dayalı; viskozite, ısı iletkenlik ve sabit basınçta özgül ısı değerleri sabit alınarak (constant) seçim tanımlanmıştır. Bu nedenle, sadece yoğunluk ideal gaz kanunu kullanılarak modellenmiş olup, her bir akışkan için fiziksel özellikler tamamen NIST'in ve ASHRAE'nin veri bankalarından alınarak sabit mod seçimi ($\leq P_{CO^*}$) ile işletme şartlarına dayalı şekilde model düzenlenmiştir (Bkz. Çizelge 3.2) [78,79].

5.2. EJEKTÖR TASARIM ANALİZİ

Bu bölümde iki boyutlu analiz için kritik akış yollarını belirlemek amacıyla en uygun birincil nozul için boğaz ile dış boyutları ve difüzör için boğaz ile dış boyutları kararlaştırılmıştır. Analiz, akış yollarındaki tüm kritik noktalar boyunca uygulanan enerji, momentum ve süreklilik gibi sürekli akış ve durum denklemleri temeline dayalıdır (Şekil 5.4). Coupled çözüm metodunun, karışma prosesini ve şok sistemini öngörmede daha iyi performans sağladığı belirlenmiştir [7]. Üstelik buhar-jet, sayısal yaklaşım uygulama ilişkisi içinde yeterince ince ağ ile doğru simüle edilebilmiştir.



Şekil 5.4. Bu analizde kullanılan terminolojinin ses üstü bir ejektör şemasında gösterilişi.

Sayısal analiz gerçekleştirilmesi için; mükemmel ve sıkıştırılabilir ideal gaz varsayımları iki boyutlu (2-D) ejektör modeline uygulanmıştır. Türbülans modellerinden Standard k- ϵ modeli seçilmiştir. Standart duvar fonksiyonu (Standard wall function) ile bir Basınç-Hız çifti (coupled) çözüm metodu sistem sınır şartlarına uyarlanmıştır. Ejektör performansı üzerinde işletme şartlarının etkileri tartışılmıştır.

Başlangıçta sabit basınç ejektör modeline göre daha fazla miktarda ikincil akışın sürüklenmesinin sağlanması nedeniyle sabit alan karışma ejektör modelinin performansının daha iyi olduğu düşünülmüştür [26]. Her iki ejektör tasarım modeli ile geniş bir şekilde farklı uygulama alanlarında çalışılmaktadır. Aradan geçen yıllar boyunca kapsamlı deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve sabit basınç ejektör tasarım modelinin sabit alan tasarım modelinden daha iyi performansa sahip olduğu fark edilmiştir. Sonuç olarak son çalışmaların çoğu sabit basınç tasarım metoduna odaklanmaktadır. Bu çalışmada, HAD'in değerlendirilmesi, esas olarak emiş hattında basınç kayıplarını ve birincil nozul - difüzör verimliliklerini dikkate alan sabit basınç tasarım modeline göre gerçekleştirilmiştir.

Sabit basınç kavramı doğrultusunda tasarlanan bu tip ejektörlerde, birincil ile sürüklenen akış karışımının, emme odasında düzgün bir basınç ile oluştuğu kabul edilir. Bu, birincil ve ikincil (sürüklenen) akışların bire bir aynı basınçlara sahip olduğunu ve iki akımın karışmasının nozul çıkışında sabit alan kesitinin girişine kadar sabit basınç ile başladığını gösterir (Bkz. Şekil 3.4).

Simülasyon programındaki çözüm sadece verilen işletme şartları altında özel bir ejektörün tasarım noktalarının “en uygun ejektör ve çevrim performansı”nı verecektir. Bu yüzden işletme şartları değiştiğinde ejektörün geometrisi de değişecektir.

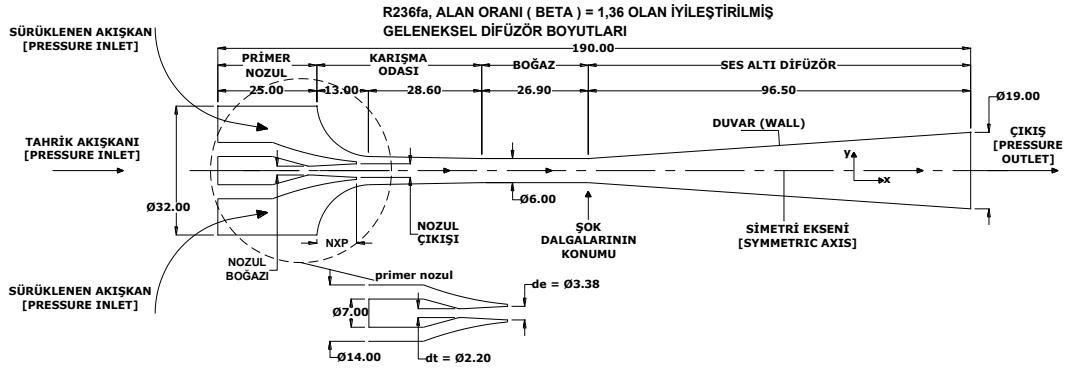
Bu çalışmada, belirlenen fonksiyonel işletme şartlarında tasarlanan ejektör performansının tahmini bulunması için HAD uygulamaya konulmuştur. Literatürden alınan başlangıç HAD verilerinden “sürüklenme oranı”nı ve kritik kondenser sıcaklığını tasarlandığı gibi sabit tutan, sistem performansını geliştiren en uygun difüzör geometrisi belirlenmiştir [7]. Çevre şartlarına duyarlı, belirlenen işletme şartlarındaki en uygun ejektör geometrisi ile farklı soğutucu akışkanlar için performanslar tespit edilmiştir.

Literatürden alınan deneysel çalışmadaki çalışma akışkanı R236fa olan ejektör modelinin tasarım işletme şartları Çizelge 5.3’de görüldüğü gibidir.

Çizelge 5.3. R-236fa akışkanı için tasarım işletme şartları [7].

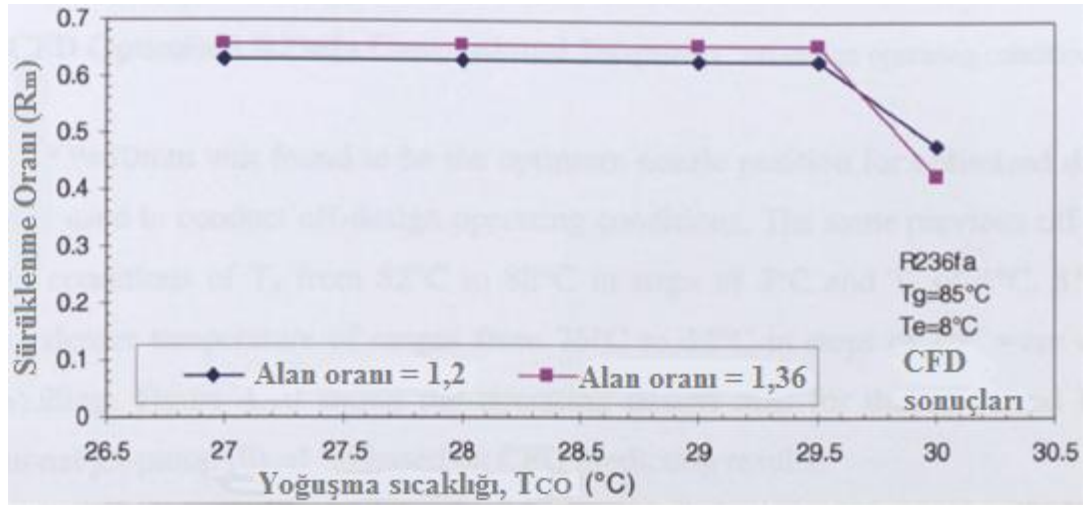
Jeneratör sıcaklığı (T_{GE} , °C)	82-88	Sıkıştırma basıncı (P_{GE} , bar)	14
Evaporatör sıcaklığı (T_{EV} , °C)	8	Buharlaştırma basıncı (P_{EV} , bar)	1.48
Kritik kondenser sıcaklığı (T_{CO}^* , °C)	30	Yoğuşma basıncı (P_{CO} , bar)	3.21

Literatür çalışmasındaki tasarım işletme şartlarını veri olarak başlangıçta yapılan HAD analizi sonucu doğrultusunda sürüklenme oranını iyileştirmek amacıyla, ejektör modeli; kritik kondenser sıcaklığını sabit tutacak şekilde, sabit alan karışma odası önüne konik bir profil eklenmesi ile sabit basınç modeline dönüştürülmüştür. Birincil nozul aynen kullanılmıştır. Deneysel veri ve HAD ile teorik tasarım metodunu değerlendirmek için kritik akış yollarındaki diğer boyutların (birincil nozul çapı, çıkış çapları ve difüzör boyutları) sabit tutulması dolayısıyla alan oranının (ϕ) iyileştirilme parametresi olarak referans alınması sonucu bu çalışmada $\phi = 1,36$ değeri ile en uygun alan oranı kabulü ile geometri oluşturulmuştur (Şekil 5.5).



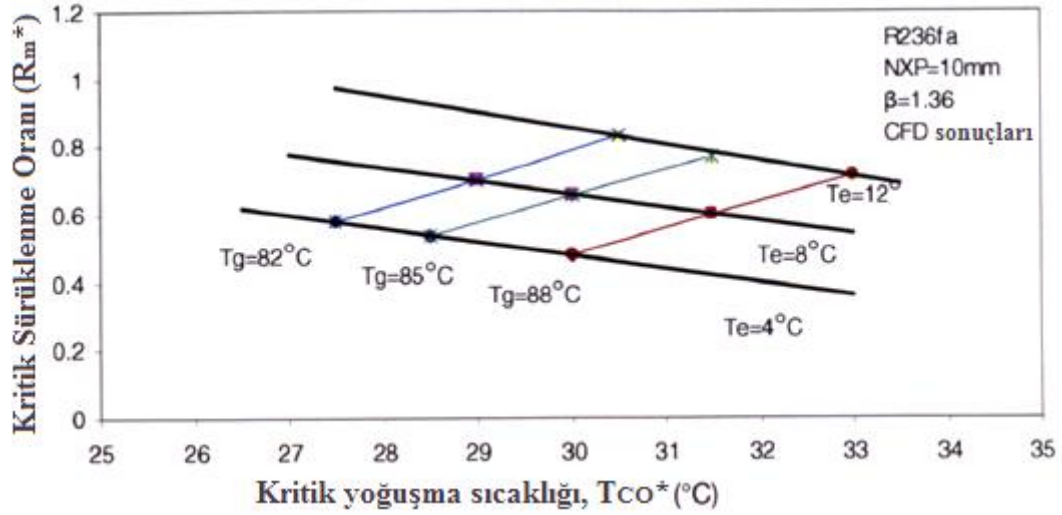
Şekil 5.5. Belirlenen sınır koşulları ile sabit basınç ejektör geometrisi.

Referans alınan çalışmadaki işletme şartları altında incelenen farklı difüzör geometrisi için belirlenen nozul pozisyonları sonucu, en uygun alan oranını karşılayan ($\phi = 1,36$) NXP = 10 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.6. Tasarım işletme şartları ve $T_{CO}^*=30$ °C için farklı alan oranlarında belirlenen iyileştirilmiş sürüklenme oranları [7].

Şekil 5.6'dan anlaşılacağı üzere konik difüzör $\phi = 1,36$ için kritik kondenser sıcaklığında ($T_{CO}^* = 29,5$ °C) $R_m = 0,655$ maximum sürüklenme oranı değerini sağladığı için bu çalışmada referans tasarım işletme şartı olarak kabul edilmiştir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7. Bu çalışmada HAD analizi için belirlenen iyileştirilmiş tasarım işletme şartları [7].

Analiz, sürekli akışa ve akış yollarındaki tüm kritik noktalar boyunca sürekli akışa uygulanan süreklilik, momentum ve enerji denklemlerine dayalıdır. Akış, temelde sabit alan kesiti içerisinde ses üstü hızdan ses altı hıza değişir. Normal bir şok prosesi bu değişiklik ile ilgilidir ve şok, çok ince bir alan üzerinde oluşur ve basınçta hızlı bir değişim ile akışkan özelliklerinde geniş yükseklikler ortaya çıkar. Bu prosesin adyabatik (akışkanda ısı ve kütle değişimi olmadığı) olduğu kabul edilir; viskozite etkileri ihmal edilir ve burada ortaya çıkan akış alanı sabit kalır. Böylece şok öncesi içerideki şartlar bilinerek şokun alt bölgesindeki şartlar hesaplanabilir.

Temel denklemlerin çözümü için ihtiyacımız olan veri, termodinamik gaz davranışlarındaki varsayımlara bağlıdır. İdeal gaz varsayımı halinde; veri, sabit c_p ile doğrudan CFD'den elde edilebilir, halbuki gerçek gaz varsayımı halinde; ideal gaz denklemleri yine uygulanabilir fakat c_p sıcaklığın fonksiyonu olarak belirlenir. Bununla birlikte, özellikle çalışma akışkanının kritik nokta şartlarına yakın, yüksek basınç işletme şartları için ideal bir gaz varsayımı ile oluşan analitik hataları ortadan kaldırmak amacıyla, soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerini elde ederek gerçek gaz verisi kullanılabilir. Doymuş sıvı ve buhar içinde sıcaklık, basınç, entalpi ve özgül hacim, bu çalışmada olduğu gibi örneğin NIST REFPROP paket yazılımından ve ASHRAE standardından alınabilir.

5.3. HAD SONUÇLARI

Bu çalışmadaki ejektör, basitleştirilmiş iki boyutlu bir axi-simetrik geometri olarak modellenmiştir. İlk önce, bir 2-D ejektör problemi en uygun türbülans modelini ve ejektör akış problemi için çözücü ayarlarını bulmak amacıyla çözüldü. Literatür çalışmasından alınan veriler doğrultusunda en uygun model olarak iki denklemlilik Standard k-ε seçildi. Bu türbülans modeli doğrultusunda çıkan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırıldı. Standard k-ε sonuçlarının deneysel veriler ile uyumlu olduğu görüldü. İki boyutlu ejektör geometrisi için yapılan çalışma, türbülans modeli belirlemenin problemin gerçek fiziğini yansıtması açısından çok önemli olduğunu göstermiştir. Simülasyonlar, ejektör performansı üzerinde işletme şartlarının ve geometrinin etkisini göstermektedir. Ağ uyumluluğu testleri; yakın duvar modellemesi ve k-ε türbülans modeli için bir coupled solver çözümü ile incelenmiştir. Bu analizde, soğutucu akışkanın yüzeylere temas eden hız vektörü, simülasyonda pratik bir şart olarak sıfır (0) kabul edildi ve ejektör yüzeylerinde hız için kaymanın olmadığı sınır şartı kullanıldı. Giriş basıncı ve sıcaklığı tasarım parametresi olarak deneysel sonuçtan alınmıştır. Malzeme ve akışkan özellikleri temel HAD eşitliklerinin çözümü için; yoğunluk, viskozite, öz ısı ve ısı iletkenlik değerlerini içermektedir.

5.3.1. Nümerik Analiz

Genel olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), her türlü akışkanın ve akışın farklı koşullarda analizinin yapılmasını sağlayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana korunum denklemi (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözümlere akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımlarına ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır.

Her bir termodinamik model için temel kabuller şu şekilde sıralanabilir:

- a) Ejektörün iç duvarları adyabatiktir; izin verilen izentropik ilişkiler doğrultusunda, ejektör ile çevresi arasındaki ısı transferi ihmal edilir.

- b) Ejektör içinde akış süreklidir, kararlıdır ve iki boyutludur.
- c) Nozul içindeki buhar genişmesi izentropiktir; bu hipotez, adyabatik varsayıma dayanır.
- d) Ejektör girişindeki birincil akışkan, sabit bir öz ısı değeri ile ideal bir gaz varsayılır.
- e) Ejektör girişindeki birincil akışkan doymuş kuru buhardır.
- f) Birincil ve ikincil akışkanlar, ejektöre sıfır (0) hızda temin edilirler, üstelik giriş basıncı ve sıcaklığı toplam basınca ve sıcaklığa eşittir.
- g) Ejektör çıkışındaki hız ihmal edilir.
- h) İki akışkan, kararlı bir basınç ile karışma odasında karışırlar.
- i) Birleşik akımın, karışma bölgesinin yakınsak nozulu içinde olduğu varsayılır ve karışım akışı genellikle ses üstüdür, böylece sabit alan kesit bölgesine birlikte girerek yeterli bir basınç artışı sayesinde normal bir şok dalgası oluşur.
- j) Kondenser basıncının kritik değerinde sürüklenen akışın boğulması olayı, sabit alan karışma odası girişinde ortaya çıkar.
- k) Çıkış basıncı nedeniyle yeniden sıkıştırmayla sonuçlanan dahası akışın hızını kesen difüzör içine girmesi ile karışım, ses altıdır.
- l) Sürtünme kaybı; nozul, difüzör ve karışma bölgesinde izentropik verimlerle tarif edilir.
- m) Birincil nozul ile emme odası girişindeki ve difüzör çıkışındaki kinetik enerji ihmal edilir.

5.3.1.1. Sınır Şartları

HAD modeli için çalışma akışkanlarının yoğunluk değerleri ideal gaz kanunu esas alınarak; öz ısı, ısı iletkenlik ve viskozite gibi diğ er termodinamik özellikleri NIST veri bankasından ve ASHRAE 34:2010 standardından elde edilmiştir [78,79]. Temel denklemlerin çözü mü için kontrol hacmi kenarlarında, simülasyon davranışını sınır şartları belirler:

- a) Birincil giriş için jeneratör basınç ve sıcaklık değ eri, ikincil giriş için evaporatördeki basınç ve sıcaklık değ eri, çıkış için ise kondenser basınç değ eri sınır şartı olarak girilmiştir.
- b) Ejektör yüzeyinde kaymanın olmadığı sınır şartı uygulanmıştır.
- c) Ejektör yüzeyinin adyabatik şartlarda olduğu kabul edilmiştir.
- d) Korunum denklemleri, axi-simetrik ve kararlı akış için, “Pressure-Based Coupled” çözü m yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Coupled çözü m metodu, karışma prosesini ve şok sistemini öngörmeye daha iyi performans sağlamaktadır [102,106].
- e) Momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin ayrıklaştırılması için, ikinci mertebeden yukarı-akım fark metodu kullanılmıştır.
- f) Basınç teriminin ayrıklaştırılması için coupled algoritması altında standart çözü m yöntemi uygulanmıştır.
- g) Sayısal çözü me korunum ve türbülans denklemlerindeki kalıntıların 1×10^{-5} olması durumuna kadar devam edilmiştir. Çalışmalarda yakınsama problemi ile karşılaşıl mamıştır.

Bu varsayımlar temelinde genel denklemleri sağlamak için modellenen kontrol hacmine (Bkz. Şekil 5.5), ayrı ayrı momentumun, enerjinin ve kütlenin korunumu

denklemleri, birincil ve ikincil girişlerde, karışma odasında, sabit alan kesitinde ve difüzörde başarılı bir şekilde uygulanır.

Bir akışın incelenmesi esnasında, katı yüzeylerde oluşan sınır tabakaya önem verilmelidir. Sınır tabakanın göz ardı edilmesi, hem yanlış hız dağılımının elde edilmesine hem de katı yüzeydeki hız değişimine göre hesaplanan gerilmelerin, sürtünme katsayısının ve momentum değerinin yanlış bulunmasına neden olacaktır. Bu nedenle, hız değişiminin yüksek olduğu katı yüzeylere yakın bölgelerde daha yoğun ve sınır tabakanın akışına uygun ağ örülmelidir [107].

Sayısal analizin ilk hedefi, sınır tabaka kalınlığının etkisini ve birincil nozuldaki çıkan jet akışı üzerindeki türbülans yoğunluğunu anlamaktır. Karışma odası girişinde akış, ses üstüdür. Nozul çıkışı sonrası karışma odası girişi genişleyerek açılan birincil akış etrafında bir kayma tabakası gelişir. Üstelik eksen boyunca gelişen karışma odası sonuna kadar ki hız gradyanları etrafında oldukça yüksek bir kayma tabakası ortaya çıkar. Türbülans, karışma odasında oluşan bu kayma tabakalarındaki şok dalgalarının çoğaltılmasında önemli bir role sahip olduğundan, türbülans akış alanının doğru bir şekilde modellenmesi çok önemlidir. Ortalama akış ve jet içindeki türbülans özellikleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri tarafından, iki denklemlilik $k - \epsilon$ türbülans modeli denklemleri kullanılarak karar verilmiştir.

5.3.1.2. Sonlu Hacimler Yöntemi

Akış problemlerinde karmaşıklık, 3 boyutlu oluşları ve türbülans etkisinden dolayı denklemlerin, ilgili sınır koşulları ile analitik olarak çözülmesinin mümkün olmayışından kaynaklıdır. Bu nedenle denklemlerin çözülmesi için çeşitli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar ile genellenebilir. Bu yöntemlerin üçü de akışkanlar mekaniği için uygulanabilir, ancak yapılan araştırmalar ve edinilen tecrübeler, sonlu hacimler yöntemi ile kolay ve hassas çözümlerin elde edilebileceğini göstermiştir. Sonlu hacimler yönteminin yaygınlaşmasındaki diğer bir etken ise, bu yöntemin kompleks ve eğrisel geometrilerde uygulanabilmesidir.

Denklemler çözülmenden önce akış hacminin ve sınır koşullarının belirlenmiş olması gerekmektedir. Akış hacminin net olarak bilinmesi önemli olup, denklemlerin hangi hacim için çözüleceği net olarak bilinmelidir. Sonlu hacimler yönteminde akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmekte (ayırıklaştırma) ve ilgili denklemler her bir sonlu hacim için ayrı ayrı çözülmektedir. Denklemlerin çözümü için sayısal yöntemlere ve gelişmiş bilgisayar programlarına ihtiyaç duyulur. Akademik ortamlardaki araştırmalar için, sonlu hacimlere dayalı programlar araştırmacılar tarafından bizzat yazılıyorsa da sanayide hazır programların kullanılması daha ekonomik ve verimli görülmektedir. Her ne kadar küçük sonlu hacimlerin kullanılması daha hassas çözümün elde edilmesini sağlasa da, akış hacminin gereğinden fazla sayıda sonlu hacimlere bölünmesi bilgisayar kapasitesini zorlamakta ve analiz zamanını uzatmaktadır. Uygun bölme sayısının bulunması için tavsiye edilen yöntem, bölme işlemine öncelikle büyük sonlu hacimler ile başlamak ve analiz sürecinin belirli bir evresinde sonlu hacimlerin küçük olması gereken yerleri tespit edip, sadece o bölgelerdeki hacimleri daha küçük sonlu hacimlere bölmektir.

Akış hacmi bölündükten sonra yüzeylerdeki sınır şartının tipi programa verilmelidir. Akış hacminin hangi bölgelerinin akışkan, hangi bölgelerinin katı sınırlar ile çevrili olduğu bu aşamada tanımlanır. Hangi yüzeyden akış hacmine akışkan aktığı, hangi yüzeyden akışkanın çıkacağı, akış hacminin duvar yüzeyleri ve ara yüzeyler bilgi olarak programa bu aşamada verilmektedir.

Akış hacmini sonlu hacimlere böldükten sonra elde edilen sayısal ağ, asıl çözücü programa aktarılır. Daha sonra sınır koşullarının değerleri girilir ve ara yüzeyler eşlenir. Sonlu hacimler yönteminde, denklemlerin çözülmesi için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir (simple, simpler, simplec, coupled vb.). Kullanılan yazılıma bağlı olarak, program bir veya birden fazla çözüm yöntemi sunabilir. Çözümün elde edilebilmesi için, çözücü yöntem seçilir ve problem ilklendirildikten sonra iterasyona (döngü) başlanır.

Her tekrarda bilgisayar programı; süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal ağda tanımlanan bütün sonlu hacimler için çözer. Ardışık iterasyonlar arasında elde edilen basınç, hız veya debi gibi akışa bağlı olan bir parametrenin

değerindeki en büyük fark kullanıcı tarafından belirlenen değerden daha düşük olduğunda çözüm yakınsamış kabul edilir ve sonuçlar değerlendirmeye alınır.

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma ilkesine dayanır. Sonlu hacimler yönteminde sonlu farklar metodu temel olarak alınmıştır. Bu yöntem, akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürerek kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanır. Yani bu teknik, akış denklemlerinin bütünleştirilmesini her kontrol hacminde dikkate alma ilkesine dayanır. Bu bütünleşme sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkması sağlanır.

Genel olarak teknik problemlerin çözümünde; analitik, deneysel ve sayısal yöntemlerden biri uygulanır. Deneysel metod güvenilir sonuç vermesine karşın pahalı ve zaman alıcıdır. Analitik yöntem ile sadece lineer problemler çözülebilir. Analitik olarak çözümü yapılamayan problemler tekrarlı olarak bilgisayar yardımı ile sayısal olarak çözülebilir. Bu çalışmada akış ve sıcaklık alanının sayısal olarak hesaplanmasında, sonlu hacimler yöntemini kullanarak akış ve ısı transferi problemlerini çözebilen, Ansys Fluent 12.1 paket programı kullanılmıştır. Çözümde Basınç-Hız Çift (coupled) algoritması kullanılmıştır. Sayısal çözüm yöntemleriyle problem çözülürken, çözüm o alan içinde sonlu sayıda nokta için elde edilir. Sonucun güvenilirliğini arttırmak için çözüm, elde edilen nokta sayısınınca arttırılır. Bu durum bilgisayar kapasitesine bağlıdır. Çözümün ağ sayısından bağımsız olduğunu göstermek için çözüm farklı ağ sayıları için yapılır ve en uygun ağ sayısı belirlenir.

Sonlu hacimler yöntemi ile problem çözme işleminde genellikle şu adımlar kullanılır:

- a) Çalışılacak bölgenin, ağ programları (Gambit vb.) sayesinde uygulanacak sayısal analize uygun ağ ile kontrol hacimlerine bölünmesi (Bkz. Şekil 5.5).

- b) Sırasıyla momentum denkleminin, süreklilik denklemlerinin ve daha sonra enerji veya türbülans gibi diğer aranan denklemlerin çözümü.
- c) Sonuçlandırılan denklem takımlarının tekrarlı çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi.
- d) Yakınsamanın kontrol edilmesi.
- e) Çözümün elde edilmesi.

HAD çalışmalarından elde edilen en önemli kazanımlardan birisi, bir tasarımın uygulamaya geçirilmesi öncesi, bilgisayar simülasyonu aracılığıyla elde edilen verilerin yardımıyla verim artırma yöntemlerinin ve tasarıma yönelik bir takım problemlerin deney aşamasına gelmeden önce rahatlıkla çözülebilmesidir. Son tasarımlar, ejektörlü soğutma sisteminde yapılan deneysel çalışmalara bağlı olarak modeller üzerindeki değişikliklerle düzenlenmektedir.

5.3.2. Korunum Denklemleri

Akışkan akışının genel denklemleri, fiziğin korunum kanunlarının matematiksel hesaplanmasını temsil eder:

- a) Bir akışkan kütlelerinin korunması.
- b) Bir akışkan parçası üzerinde kuvvetlerin toplanmasına denk momentumun değişim oranı (Newton'un ikinci kanunu).
- c) Bir akışkan parçası üzerinde yapılan işin oranı ve ısı eklenmesi oranının toplamına denk enerjinin değişim oranı (termodinamiğin birinci kanunu).

Akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerinden olan Navier-Stokes denklemleri kütle, momentum ve enerjinin korunumu kanunlarına dayanır. Bu çalışmada çözülen temel denklemler bu bölümde açıklanmıştır.

Ses üstü ejektör, axi-simetriktir, bu nedenle bu çalışmada sadece tasarlanan ejektörün üst yarısı modellenmiştir. Simetrik akıslarda kütle, momentum ve enerji korunumları, Navier-Stokes denklemleri tarafından yönetilir. Temel olarak bir akışın incelenmesi için süreklilik, momentum (Navier Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin, uygun başlangıç ve sınır koşulları ile beraber çözülmesi gerekir. Bu denklemlerin en genel halleri aşağıda verilmiştir:

a) Akışkanın kütle akış oranı için;

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \times V_1 \times A_1 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \times V_2 \times A_2 \quad (5.2)$$

b) Ejektör içindeki karışım kütle akış oranı, buharlaştırıcı ve jeneratörden gelen karışımların kütlelerinin toplamına eşittir.

$$\dot{m}_k = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (5.3)$$

Karışma alanı, iki boyutlu olarak süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve enerji denklemleri ile modellenebilir.

5.3.2.1. Türbülanslı Navier-Stokes Denklemleri

Türbülanslı akış, akış parametrelerinin zamana ve uzay koordinatlarına bağımlı olarak düzensiz değişimler gösterdiği akış olarak tanımlanabilir. Türbülans, yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkan bir akış özelliği olup, kesinlikle bir akışkan özelliği değildir. Türbülanslı akışın çok karmaşık ve düzensiz bir yapıya sahip olmasından dolayı, akış özelliklerinin tamamen tanımlanabilmesinin kolay bir yöntemi yoktur. Bununla birlikte, pratik mühendislik uygulamalarında türbülanslı akışlara sıkça rastlanmaktadır. Bu nedenle, araştırmacılar türbülanslı akışlar hakkında yeterli derecede bilgi sağlayacakları hesaplama yöntemlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu amaçla, pratikte türbülanslı akışın sadece zaman ortalamalı özellikleri ile ilgilenilmektedir. Böylece türbülans dalgalanmalarının ortalama akış

özellikleri üzerindeki etkisi incelenmekte ve birçok mühendislik uygulamalarında yeterli sayılabilecek sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu yaklaşımla, laminer akış denklemleri; hızlı ve düzensiz dalgalanmaların ortalama değerlerde olduğu kabul edilerek yapılan ortalama işlemi ile türbülanslı akış için zaman-ortalama denklemlere dönüştürülmektedir. Bu işlemden sonra, Reynolds gerilimleri, türbülans ısı akışı, vb. extra terimler ortaya çıkmaktadır. Bu terimleri akışın ortalama özellikleri ile ifade etmek için etkili türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple türbülanslı akışların çözümlerinde geometriye ve problemin türüne bağlı olarak bir türbülans modelinin kullanılması gerekmektedir [108].

Türbülans, ortalama akış içinde kayma ile korunur ve üretilir. Kaymasız ya da onu koruyan alternatif bir araçsız türbülans, proses içinde zayıflar ve daha izotropik olmaya başlar. Bu yaygın özelliklerine rağmen, açıktır ki, türbülans yapısının detayları, oldukça basit ince kayma tabakaları içinde bile, akışın kendisine çok fazla bağlıdır. Yapı, katı duvarlara yakın bölgelerde, duvar sürtünmesi ve sınıra dik türbülans hız dalgalanmalarının engellemesi nedeniyle kayma tarafından esir alınır. Karışık bir akış yapısı içinde bu sonuçlar, duvar çevresinde aniden çok dar bir bölge içinde odaklanan hız elemanlarının dalgalanmaları ve ortamdaki hızlı değişimler ile karakterize edilir. Çoğu mühendislik akışı bu yüzden, kendileri tarafından üretilen türbülans yapısı geometriye çok bağımlı olacağından katı sınırlar içerir. Mühendislik akış hesaplamaları türbülansın, türbülans ve gövde kuvvetleri arasındaki ileri etkileşimlerini ve yukarıdaki tüm etkileri kuşatacak genel ve doğru anlatımlarını önemli ölçüde içermelidir [102].

Bu çalışmada sayısal analiz, akışın; newtonian, tek fazlı, sürekli, sıkıştırılabilir ve sabit viskoziteli olduğu kabulü yapılarak gerçekleştirilmiştir. Bu özelliklere sahip olan akışkan için süreklilik denklemi ve iki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri kartezyen koordinatlarda sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

Süreklilik Denklemi (Kütlenin korunumu):

$$\frac{\partial \rho \bar{u}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r \bar{v}) = 0 \quad (5.4)$$

Navier-Stokes Denklemleri:

x eksenindeki momentum için;

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{u})}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho\bar{v}\bar{u}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right) \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right)$$

r eksenindeki momentum için;

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{v})}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho\bar{v}\bar{v}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial r}\right) - \frac{2(\mu + \mu_t)\bar{v}}{r^2} \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left((\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r(\mu + \mu_t)\frac{\partial\bar{v}}{\partial r}\right) - \frac{2(\mu + \mu_t)\bar{v}}{r^2}$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{T})}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho\bar{v}\bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}\right)\frac{\partial\bar{T}}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}\right)\frac{\partial\bar{T}}{\partial r}\right) \quad (5.7)$$

olarak ifade edilir.

Denklemlerin çözümünde fiziksel kuvvetler ve viskoz dissipasyonlar ihmal edilmiştir.

5.3.2.2. Türbülanslı Kinetik Enerji İçin k-ε Denklemi

Türbülanslı akış şartlarında akışın türbülanslı yapısının karakteristiği genellikle türbülans denklemlerinden belirlenebilmektedir. Sürekli rejimde türbülanslı akış

denklemleri ve enerji denklemi kapalı bir denklem seti oluşturmadığı için direk olarak çözülememektedir. Bu denklemlerin çözülebilmesi için deneysel ve teorik yöntemlerle geliştirilen türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Türbülans modellerinin temel amacı ortaya çıkan Reynolds gerilimleri, türbülans ısı akısı gibi terimleri temsil etmek ve türbülans denklemlerini matematiksel olarak kapalı hale getirmektir. Değişik türbülans modelleri ile kapalı hale getirilen denklemler uygun sınır şartları ile çözülebilmektedir [108]. Bu nedenle sayısal çalışmada türbülans denklemlerinin çözümü için Standard k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülanslı akışın çözümü için k-ε türbülans modelinde kullanılan ve türbülans karakteristiğini gösteren k ve ε denklemleri ise aşağıdaki gibidir:

Türbülans Kinetik Enerjisi:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} k)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \bar{v} k) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right) + G - \rho \varepsilon \quad (5.8)$$

Türbülans Dissipasyon Fonksiyonu:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} \varepsilon)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \bar{v} \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \quad (5.9)$$

$$C_1 f_1 G \frac{\varepsilon}{k} - C_2 f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

(5.8) ve (5.9) denklemlerinde bulunan G ve μ_t terimleri sırası ile türbülans kinetik enerji üretimini ve eddy viskozite terimini ifade etmektedir ve bu terimler;

$$G = \mu_t \left(2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{\bar{v}}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial r} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \right) \quad (5.10)$$

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.11)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

Denklemler, ayarlanabilir 5 sabit içerir: $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1$ ve C_2 . Standard k- ε modeli, sabitler için kapsamlı bir bilgi aracılığıyla ulaşılan türbülanslı akışın geniş bir miktarı için uygun olan değerleri kullanır:

$$C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,00; \sigma_\varepsilon = 1,30; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92 \quad (5.12)$$

k ve ε denklemlerindeki f_1, f_2 ve f_μ terimleri türbülans model fonksiyonlarıdır. Çalışmada, $f_1 = 1,00$ olarak alınmıştır. f_2 ve f_μ türbülans model fonksiyonları ise;

$$f_2 = \left(1 - \frac{2}{9} \exp\left(-\frac{R_t^2}{36}\right)\right) \left(1 - \exp\left(-\frac{y^+}{5}\right)\right)^2 \quad (5.13)$$

$$f_\mu = \left(1 + \frac{3,45}{\sqrt{R_t}}\right) \left(1 - \exp\left(-\frac{y^+}{70}\right)\right) \quad (5.14)$$

Burada, y^+ terimi duvardan boyutsuz uzaklığı ifade etmekte ve $y^+ = yu_T / \nu$ olarak tanımlanmaktadır. u_T terimi duvar sürtünme hızıdır ve $u_T = \sqrt{\tau_w / \rho}$ şeklinde hesaplanmaktadır. τ_w terimi ise duvar kayma gerilmesidir. R_t terimi türbülanslı Reynolds sayısıdır ve $R_t = \frac{k^2 \rho}{\mu \varepsilon}$ şeklinde ifade edilmektedir.

Türbülanslı kinetik enerjinin üretilmesi ile yayılımı birbirleri ile daima yakından ilişkilidir. Yayılma (dağılma) oranı nerede geniş ise k'nın üretimi orada geniştir. ε model denkleminde (5.10) bu değer üretilmesi ve yayılması için kabul edilen ifadeler, k denkleminin (5.9) üretilmesi ve yayılması ifadeleri ile orantılıdır. Bu şekildeki modellerin uyumluluğu, eğer k hızlı bir şekilde artar ise ε 'un hızlıca artması garanti altına alınır ve k düşerse, türbülans kinetik enerjisinin negatif değerlerinden (fiziksel olmayan) kaçınmak için ε yeterince hızlı şekilde düşmelidir.

Üretim ve yayılma ifadelerinde ε/k faktörü, bu ifadeleri ε denklemi içinde boyutsal düzeltir. C_1 ve C_2 sabitleri, k ve ε denklemlerinin ifadeleri arasındaki boyutsal düzeltme için imkan tanır.

Yukarıda belirtilen süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin çözülebilmesi için akış hacminin çevresini oluşturan akışın sınır koşullarının da bilinmesi gerekmektedir. İnceleyeceğimiz durum için akış hacmi, birincil nozul girişi ile difüzör çıkışı arasında kalan hacimle sınırlıdır (Bkz. Şekil 5.5). Çözümün elde edilebilmesi için giriş ve çıkış taraflarına sınır şartları tanımlanmalıdır. Bu çalışmada, sınır şartı olarak birincil ve ikincil akış için girişte basınç ve sıcaklık farkı ile kondenser çıkış basıncı tanımlanmıştır.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

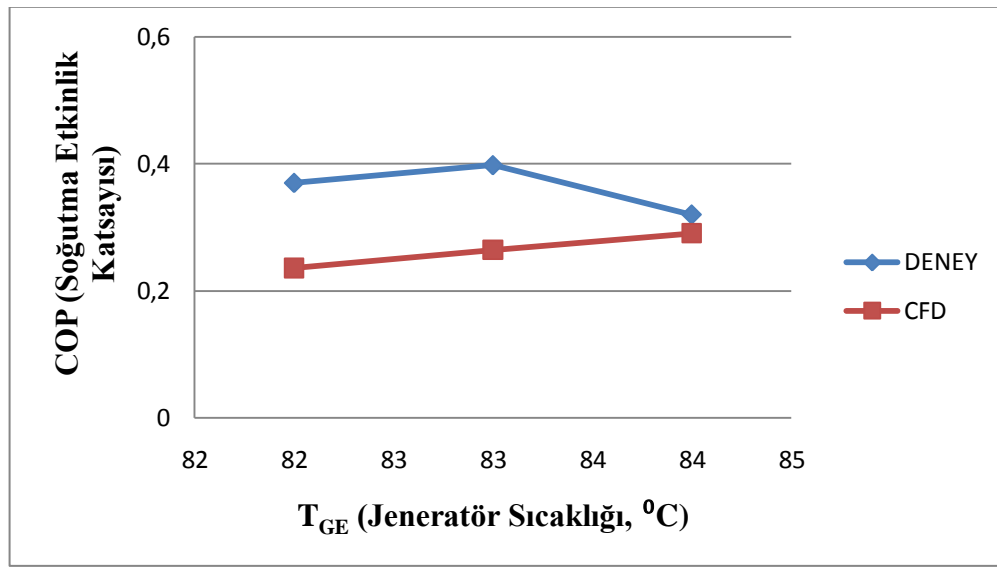
Ejektör boyunca türbülanslı zorlanmış taşınım ile oluşan ısı transferinin iki boyutlu sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Viskoz bir akış ortamında kütle, momentum ve enerji zorla taşınmaktadır. Taşınım, akışkan hacminin hareketi nedeniyle. Korunum denklemleri, Basınç Esaslı çözüm yöntemi ile coupled algoritması kullanılarak Ansys Fluent 12.1 paket programı ile sayısal olarak çözülmüştür. Türbülans etkisi Standard k-ε türbülans modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Türbülans yoğunluğunun ve geometrinin akışa ve ısı transferine etkilerini incelemek için hesaplama Reynolds sayısının 50 000 değeri için yapılmıştır.

Soğutma kapasitesinin oranı olarak COP değeri; ejektör boyunca soğutucunun ideal gaz gibi davrandığı kabul edilerek, evaporatörde h_2 entalpisi değeri ile jeneratördeki ısı girişinde h_1 entalpisi değeri doymuş kuru buhar fazında ve kondenserde h_3 entalpisi değeri doymuş sıvı fazında Ansys Fluent 12.1 programı çözümünden alınarak hesaplanmıştır. Verilen bir soğutma kapasitesi ve evaporatör sıcaklığı için, ikincil akış oranı sabittir. Bu nedenle, daha yüksek bir R_m değeri, tahrik akımı üzerinde daha küçük bir akış oranına dolayısıyla daha düşük miktarda jeneratör girişine gereksinim duyar. Sürüklenme oranı, soğutma çevriminin performansı ile evaporatördeki ve jeneratördeki entalpi değişimi boyunca ilişkilidir:

$$R_m = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (6.1)$$

$$COP = R_m \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (6.2)$$

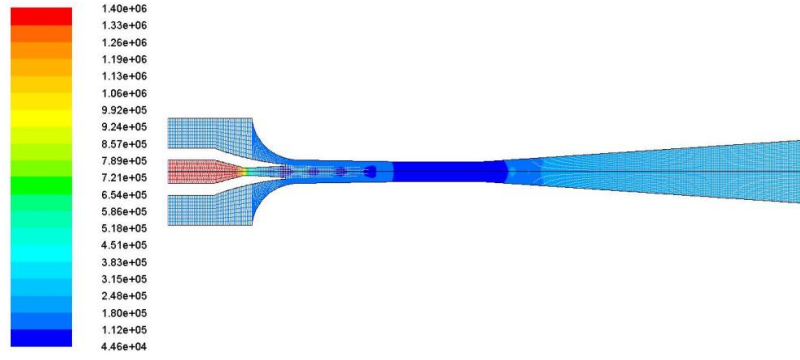
Bu çalışmada, belirlenen fonksiyonel işletme şartlarında tasarlanan ejektör performansının tahmini bulunması için HAD uygulamaya konulmuştur. Literatürden belirlenen işletme şartlarındaki en uygun ejektör geometrisi ile R-236fa çalışma akışkanı için performanslar tespit edilmiştir. Performans katsayısı için, çalışma akışkanı R-236fa olan gerçek deneysel veriler elde edilen sayısal çözümler ile karşılaştırılmıştır [7]. Gerçekleştirilen HAD modelinden elde edilen sonuçların deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında birbirlerine oldukça yakın olduğu anlaşılmıştır (Şekil 6.1).



Şekil 6.1. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlarla karşılaştırılması.

6.1. SABİT İŞLETME ŞARTLARI ALTINDAKİ SİMÜLASYON SONUÇLARI

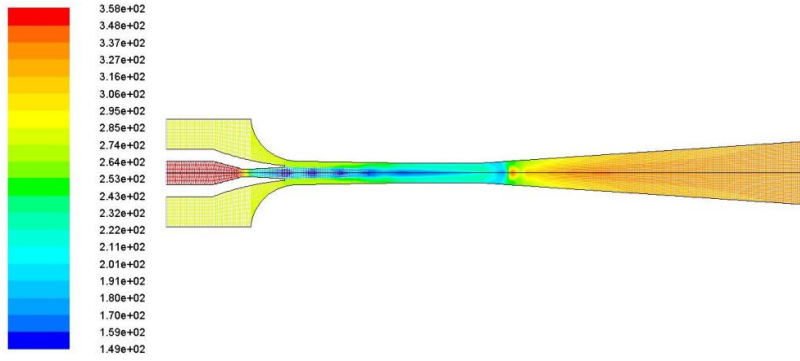
Sayısal analiz sonucu işletme şartlarının aynı olması durumuna göre elde edilen simülasyon sonuçları aşağıda gösterildiği gibidir:



Contours of Static Pressure (pascal)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

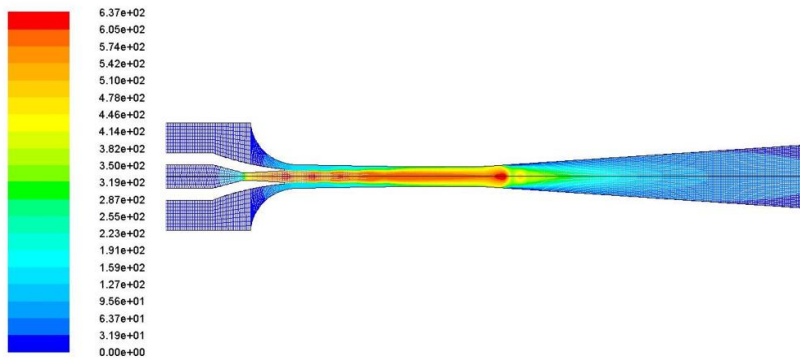
a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.



Contours of Static Temperature (k)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

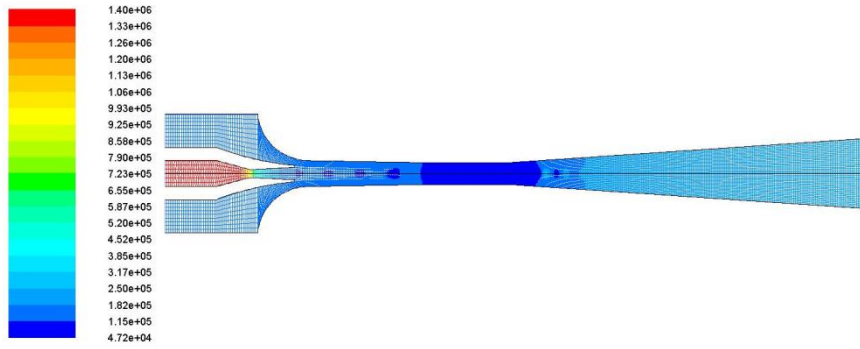


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

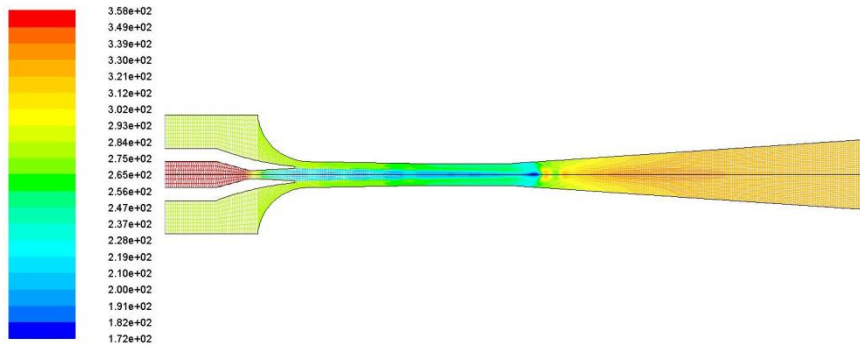
Şekil 6.2. $T_{GE} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-134a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



Contours of Static Pressure (pascal)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

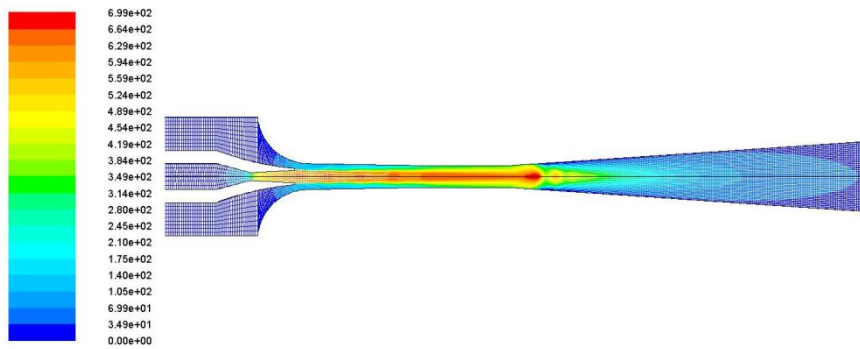
a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.



Contours of Static Temperature (k)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

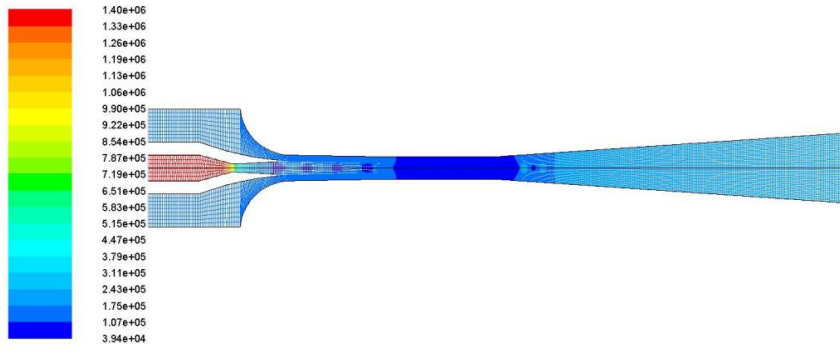


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

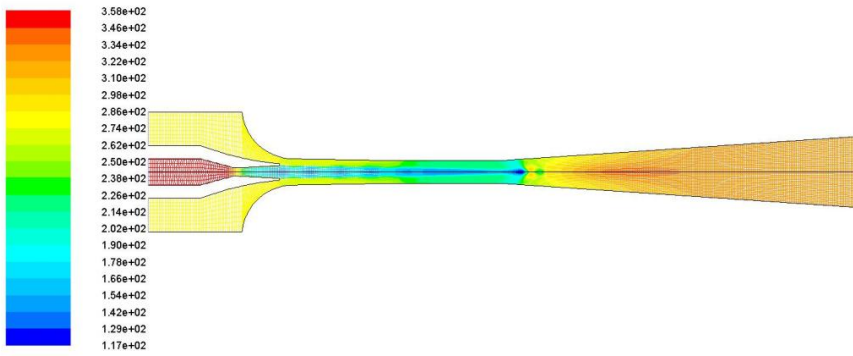
Şekil 6.3. $T_{GE} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-152a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



Contours of Static Pressure (pascal)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

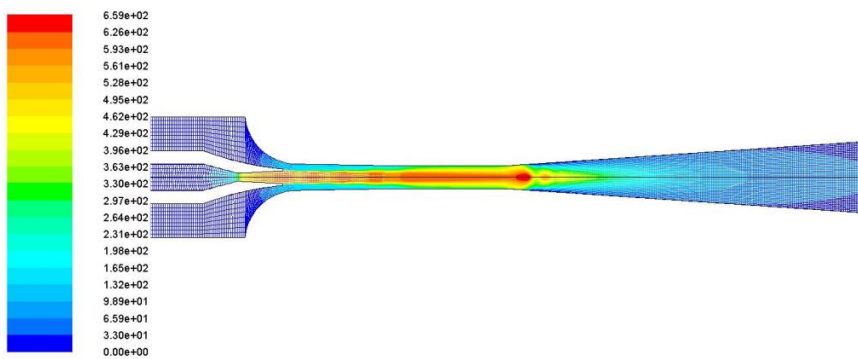
a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.



Contours of Static Temperature (k)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

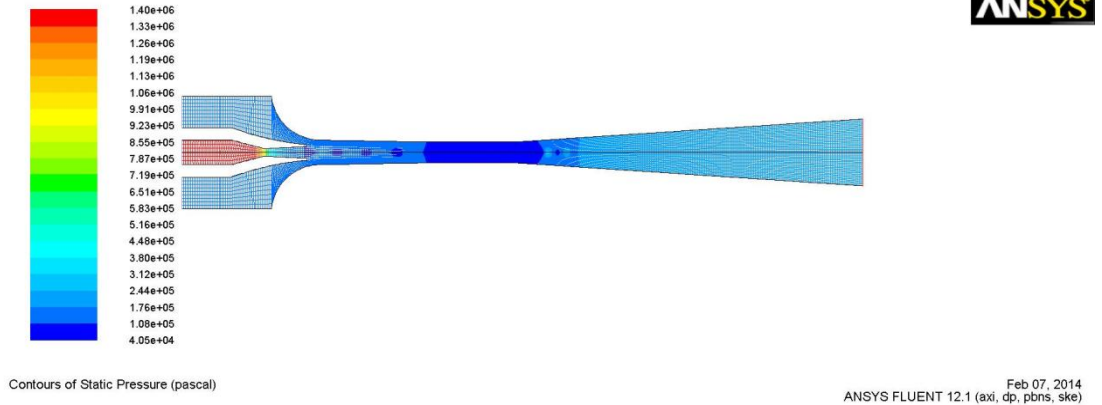


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

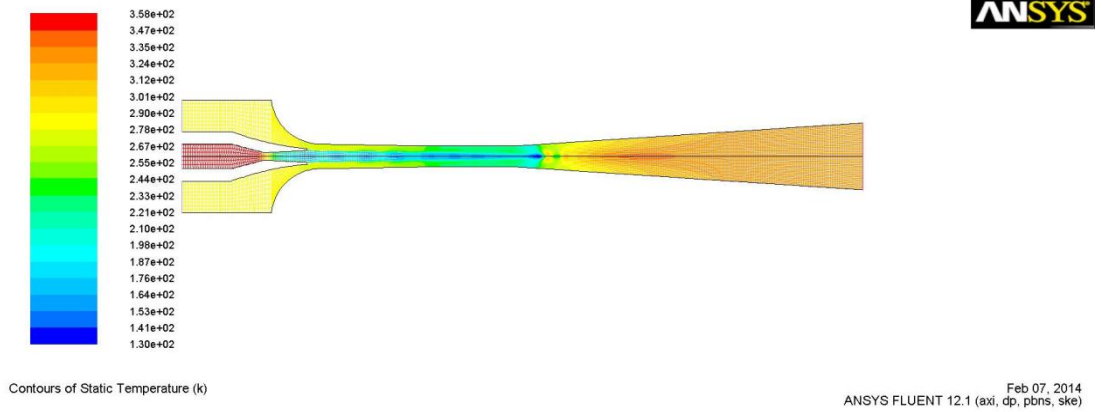
Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

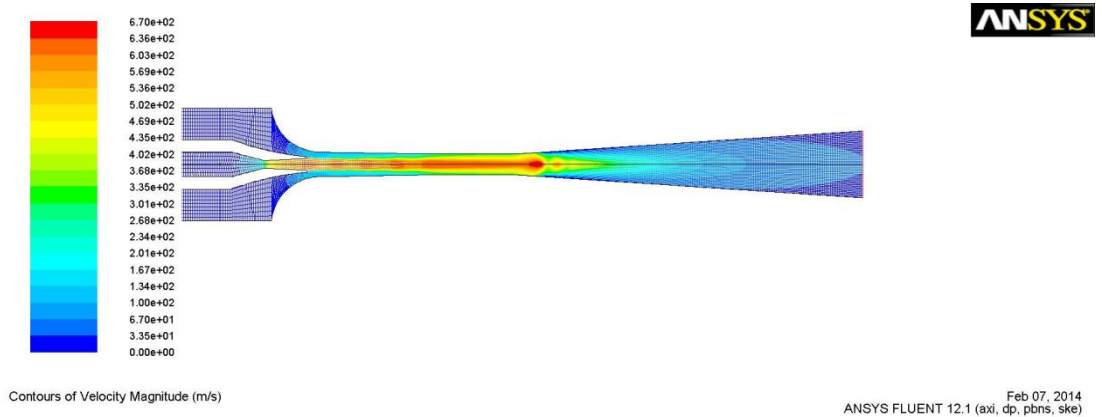
Şekil 6.4. $T_{GE} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-236fa olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

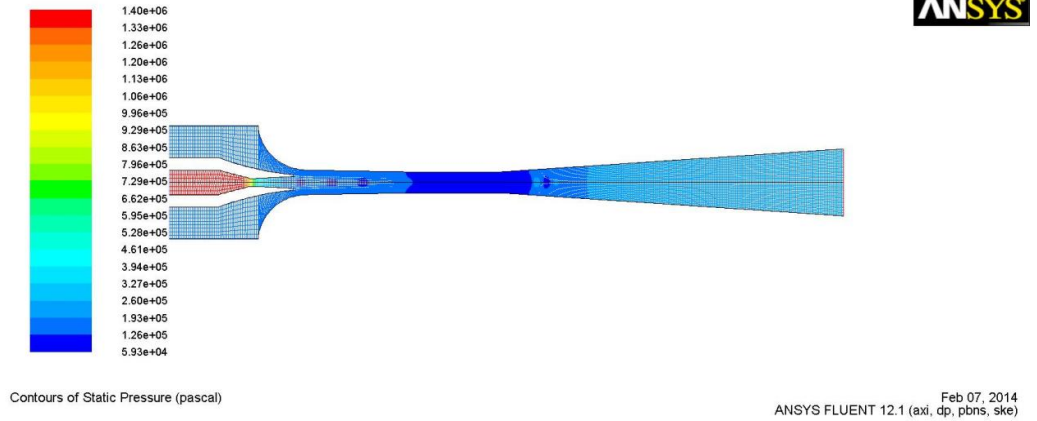


b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

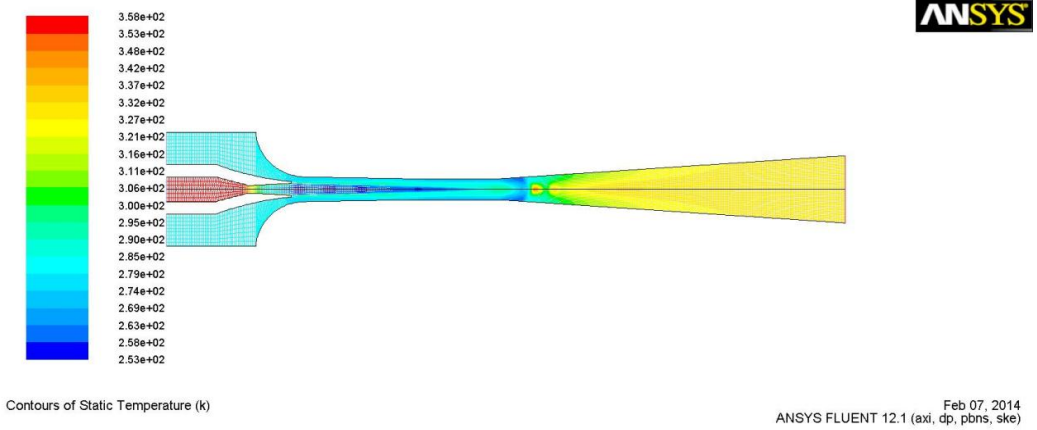


c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

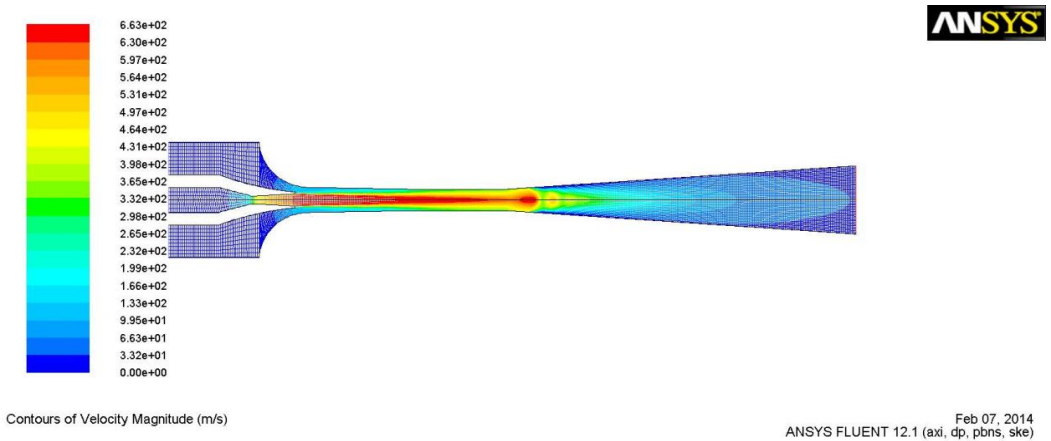
Şekil 6.5. $T_{GE} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-245fa olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

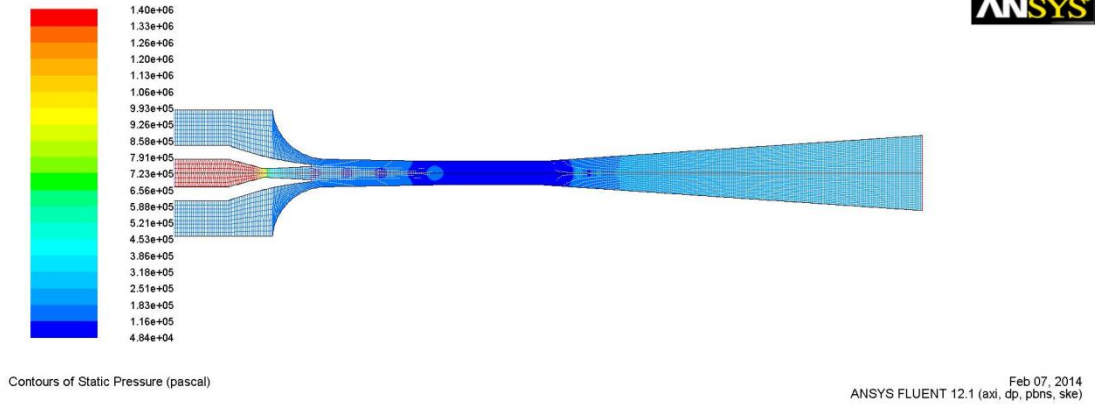


b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

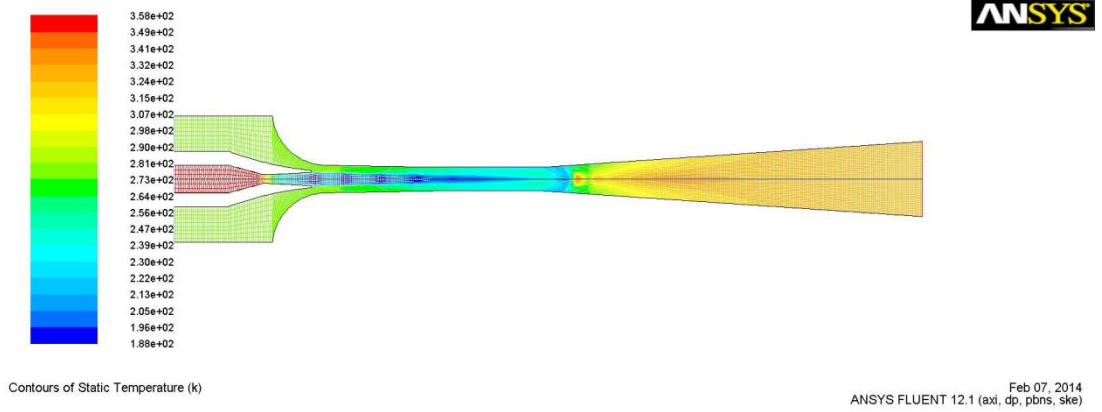


c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

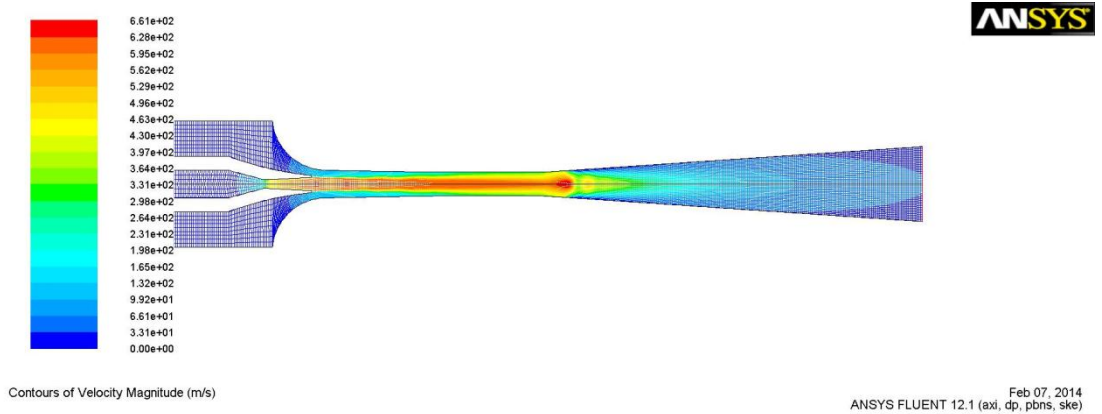
Şekil 6.6. $T_{GE} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-290 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

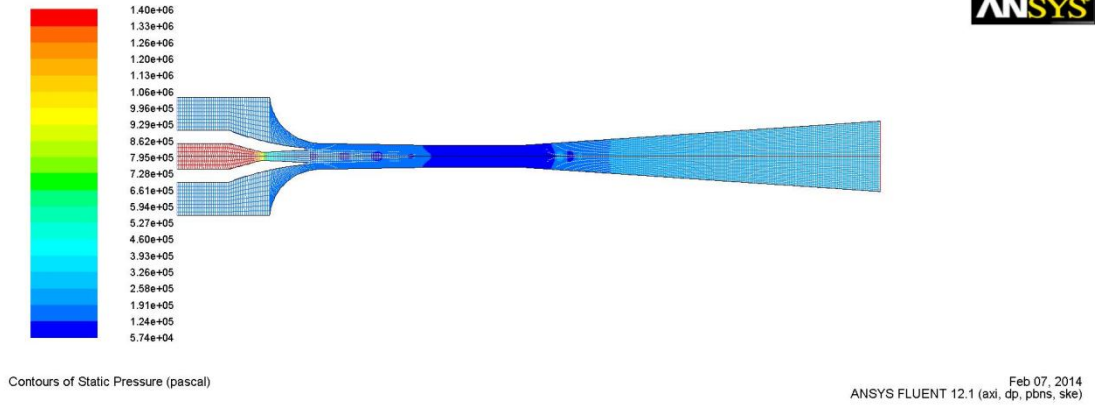


b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

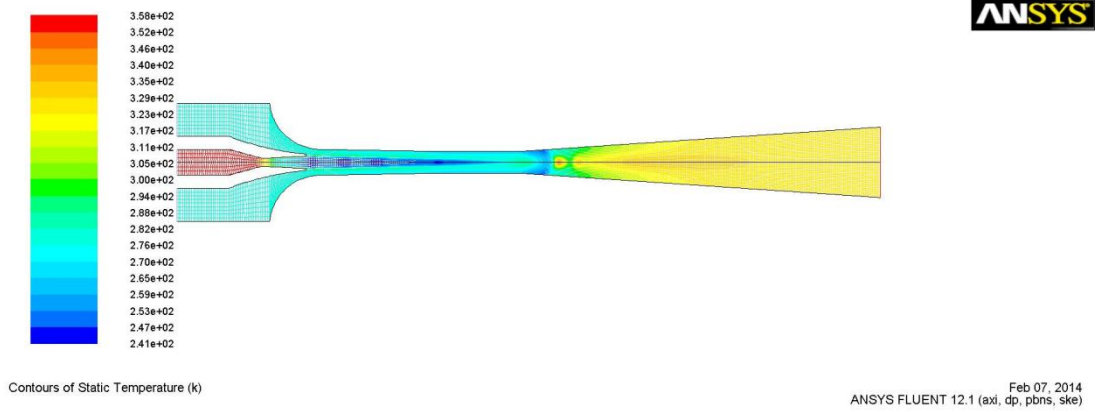


c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

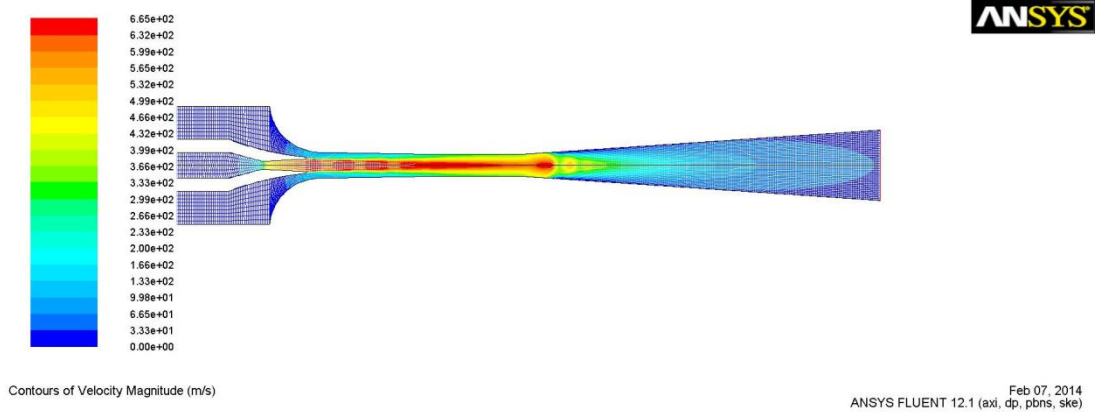
Şekil 6.7. $T_{GE} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-438A olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

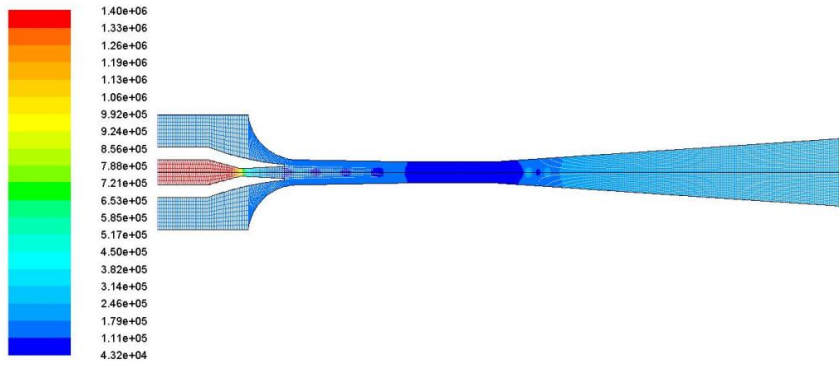


b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.



c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

Şekil 6.8. $T_{GE} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-600a olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.

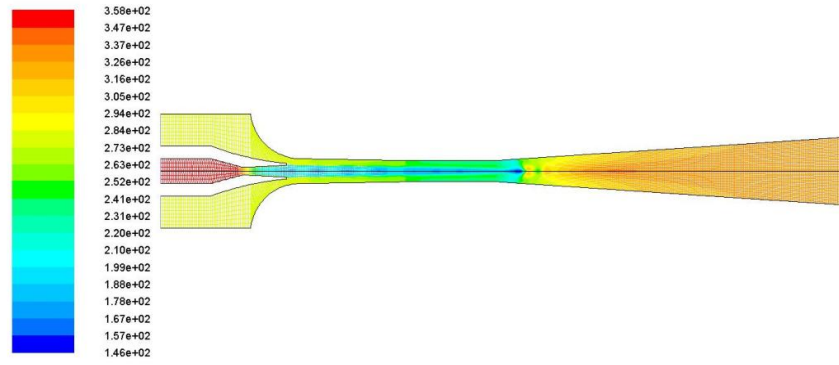


ANSYS

Contours of Static Pressure (pascal)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

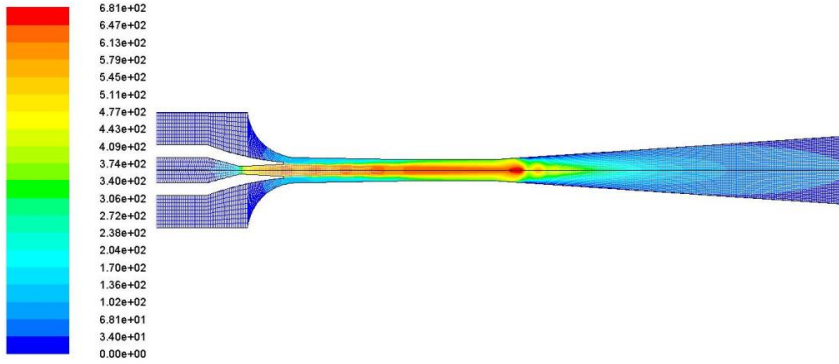


ANSYS

Contours of Static Temperature (k)

Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.



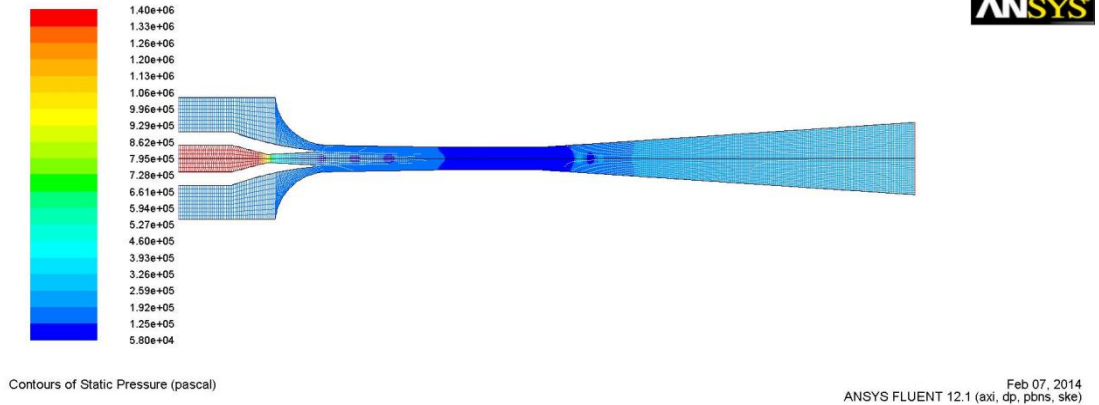
ANSYS

Contours of Velocity Magnitude (m/s)

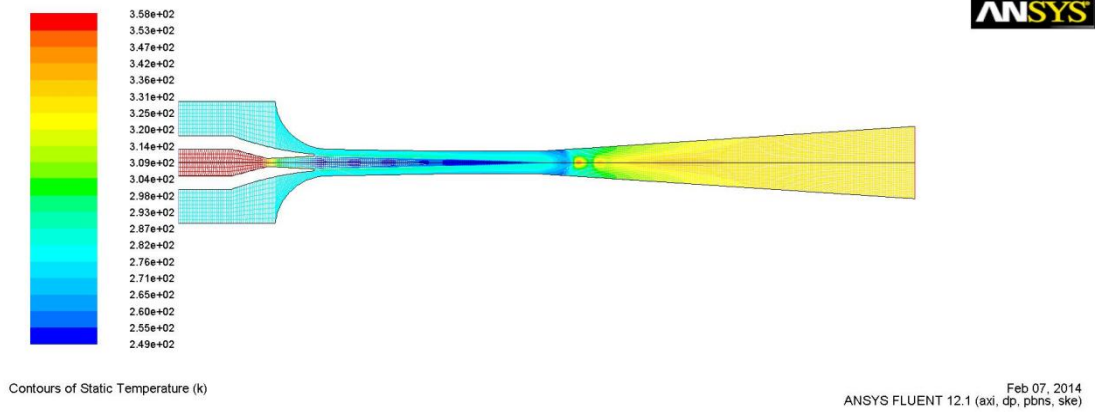
Feb 07, 2014
ANSYS FLUENT 12.1 (axi, dp, pbns, ske)

c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

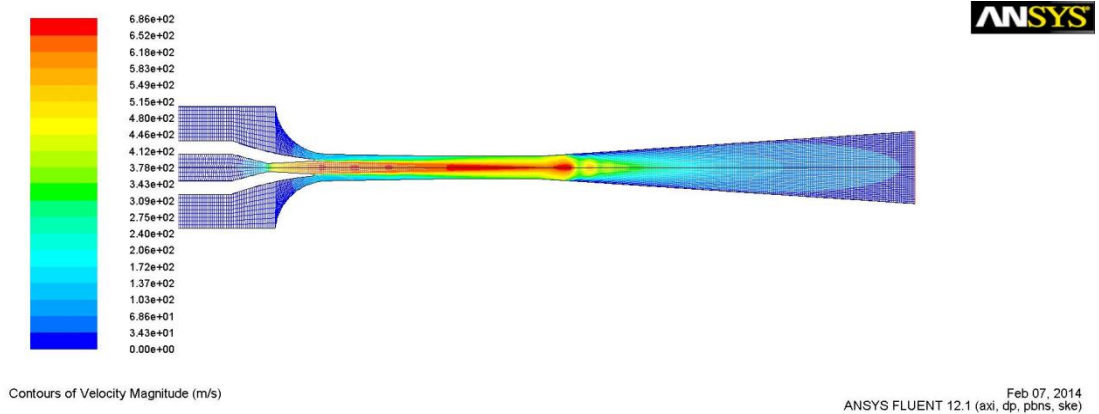
Şekil 6.9. $T_{GE} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-1234yf olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.

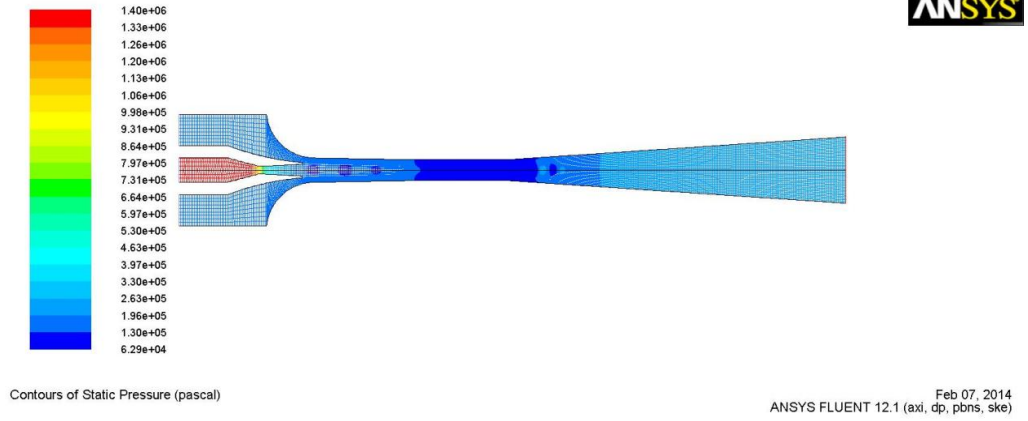


b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.

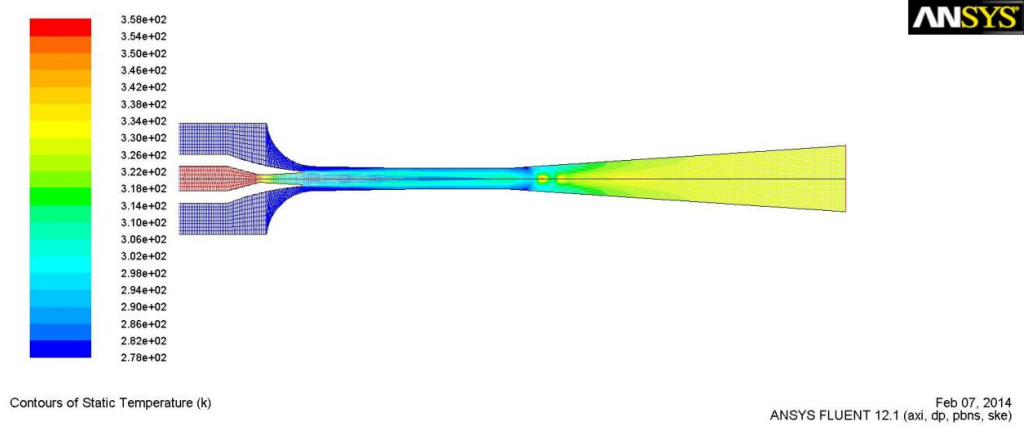


c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

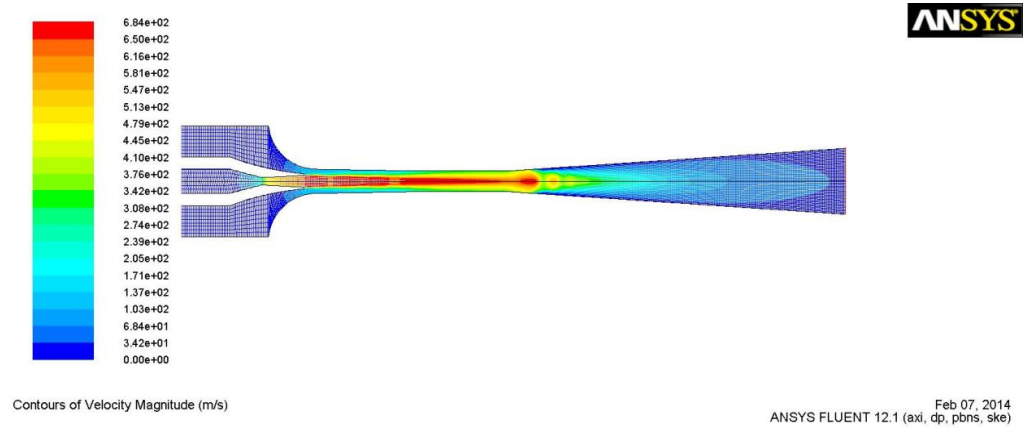
Şekil 6.10. $T_{GE} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-1270 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.



a) Ejektör boyunca elde edilen statik basınç değerleri.



b) Ejektör boyunca elde edilen statik sıcaklık değerleri.



c) Ejektör boyunca elde edilen hız değerleri.

Şekil 6.11. $T_{GE} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ için; soğutucu akışkanı R-717 olan ejektörün eksen boyunca statik basınç, sıcaklık ve hız değerlerinin Fluent analizlerinin gösterilişi.

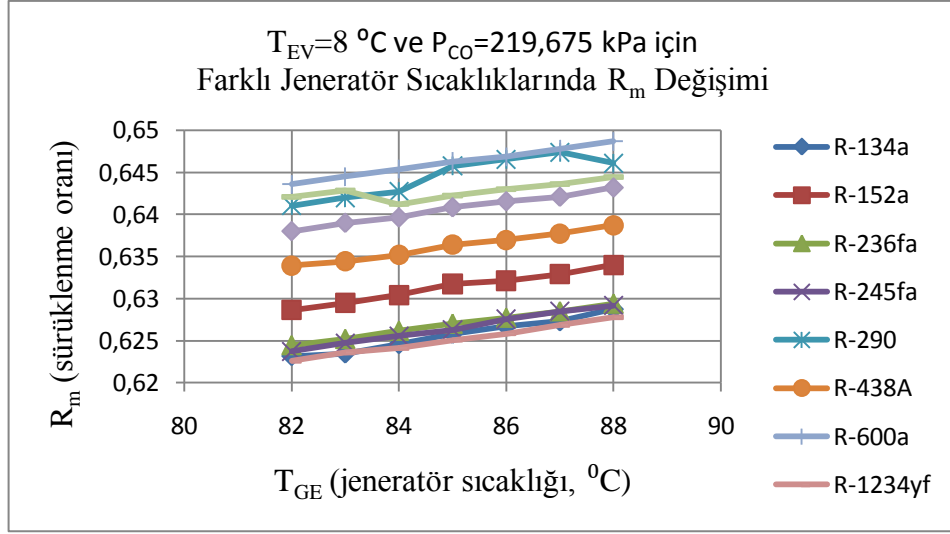
Yüksek basınçtaki birincil akımın ejektör boyunca birincil nozul içinde genişleyerek ilerlediği ve birincil nozul çıkışında çok düşük bir basınç üretimi ile düşük sıcaklık bölgesinin oluşturulup, sistemin soğutma yükü değerini veren evaporatörde buharlaşan ikincil akımın, ejektörün karışma odasına doğru birincil akım ile birlikte sürüklendiği ve karışım akımının difüzöre ses altı hızında yönlmesi tüm akışkanlar için statik basınç, hız ve sıcaklık şekillerinde açık bir şekilde gösterilmiştir. Hız şekillerine dikkat edilirse; yüksek basınçtaki birincil akım hızının, nozulun yakınsak bölgesine girdiği zaman ivmelenerak nozul boğazında ses seviyesine ulaştığı fark edilecektir. Birincil akımın hızı, nozulun ıraksak bölgesi boyunca akım genişlerken daha fazla artar. Hız şekillerinden; birincil nozul boyunca ivmelendikten sonra birincil nozul çıkış alanında Ablwaifa'nın ifade ettiği gibi, ses üstü hız ile bir elmas formunda ve Chunnanond'un ifade ettiği gibi alan oranının değerine göre belirlenen bir genişleme açısı ile karışma odası girişine püskürtülen birincil akış etrafında, ikincil akım ile karışmasını engelleyen ve üstelik eksen boyunca karışma odası sonuna kadar gelişen hız gradyanları ile birlikte yüksek bir kayma tabakasının oluştuğu görülmektedir [7,10]. Türbülans, karışma odasında oluşan bu kayma tabakalarındaki şok dalgalarının çoğaltılmasında önemli bir role sahip olduğundan, türbülans akış alanının doğru bir şekilde modellenmesi çok önemlidir. Munday vd.'in ifade ettiği gibi, sürüklenen akış ile karışmadığını belirledikleri jet merkezi olarak tanımlanan etkili alana kadar ki bölge etrafında bir elmas formu dalgası oluşturan bu şekildeki akışın, karışma odası girişinin kesit formundaki yakınsaklık kanalı içinde ikincil akım için statik basınç artışı ile birlikte hızı yükselttiği hız ve basınç şekillerinden anlaşılmaktadır [48]. Diğer bir ifade ile, bu yakınsak kanal, ikincil akım için sürüklenme kanalıdır. Munday ve Bagster'in iddia ettikleri gibi; birincil akım, yakınsak kesit içinde ikincil akımın boğulmasına kadar, sürüklenen akım ile karışmamıştır [48]. Üstelik, karışma sonrası karışım akımının sabit alan kesitinde normal bir şok ile karşılaşana kadar sabit bir basınçta ses üstü bir hız ile yol almaya başladığı, hız ve statik basınç şekillerinden görülecektir. Karışma odası boyunca ikincil akış, ses hızı değerine ulaşana kadar akar ve karışma odası sonunda birincil akım hızının neden olduğu duvar etkisi sonucu sürtünme kayıplarından dolayı boğulur. Hız ve basınç şekillerinden; tam karışmanın gerçekleşeceği kesite kadar ki birincil akımın duvar etkisine yol açtığı ve Munday ve Bagster tarafından "etkili alan" olarak tanımlanan ve sürüklenen akışkanın, en büyük kütle akış oranının elde

edilerek akış hızının ses hızına eşit olduğu sırada, sabit alan kesitli odaya girmeden önce sabit bir basınçta boğulması olayı açıkça görülmektedir [48]. Yine basınç ve hız şekillerinden; sabit kesit alanı sonunda bir sıkıştırma etkisi meydana getiren ve karışım akışının hızını sesaltı değerine düşüren normal bir şok dalgasının oluşması işlemi net bir şekilde anlaşılmaktadır. Akışkanın sıkıştırılması sonrası, ses altı difüzörü boyunca akan birleşik akımın kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüştüğü ve difüzör içinde kararlı bir basınç ile ilerlediği hız ve basınç şekillerinden anlaşılmaktadır. Sabit basınç kavramı doğrultusunda tasarlanan bu tip ejektörlerde, birincil ile sürüklenen akış karışımının, emme odasında düzgün bir basınç ile oluştuğu kabul edilir. Bu, birincil ve ikincil (sürüklenen) akışların bire bir aynı basınçlara sahip olduğu ve sabit alan kesitinin girişine kadar iki akımın karışması olayının, nozul çıkışında sabit basınç ile başladığı anlamına gelir ki basınç şekilleri bu tezi doğrulamaktadır.

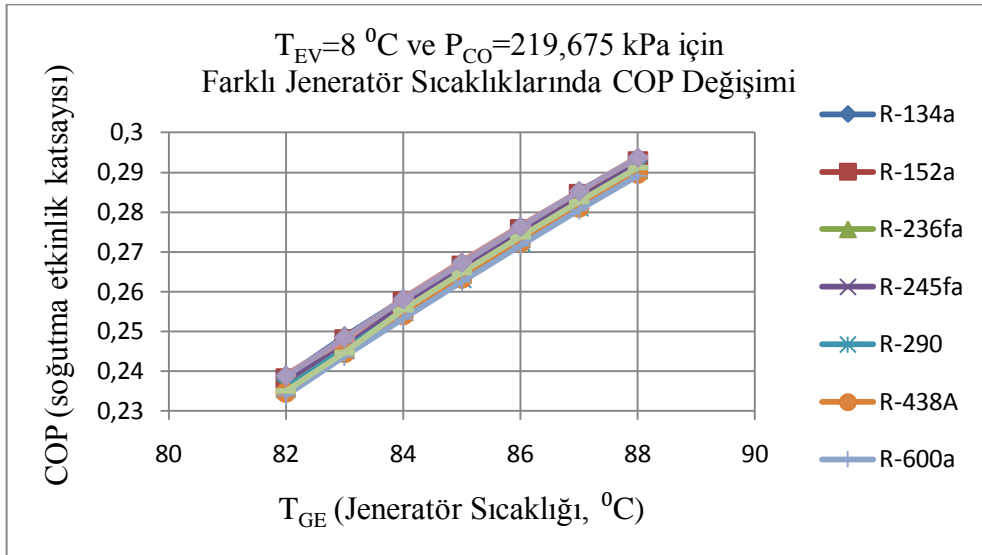
6.2. ÇEVRE DOSTU SOĞUTUCU AKIŞKANIN BELİRLENMESİ

Her bir akışkanın farklı jeneratör sıcaklıkları için soğutma performansı hesabı, çalışma akışkanları ideal bir gaz kabul edildiğinden ejektör boyunca sıcaklık değişimlerine rağmen öz ısı değerleri sabit kalacağı için sağlıklı bir sonuca ulaşabilmek amacıyla entalpi değerleri Ansys Fluent 12.1 programı simülasyon sonuçlarından alınarak gerçekleştirilmiştir.

Sabit alan oranında evaporatör sıcaklığı ve kondenser basıncı sabit tutulup, jeneratör sıcaklığı değiştirilirse düşük seviyeli sıcaklık aralığı içinde performans katsayısının ve sürüklenme oranının doğru orantılı değişeceği Şekil 6.12'den anlaşılmaktadır.



a) Farklı jeneratör sıcaklıklarında R_m değişimi.



b) Farklı jeneratör sıcaklıklarında COP değişimi.

Şekil 6.12. Ejektör performansı üzerinde değişen jeneratör sıcaklıkları ile işletme şartlarının etkisi.

Hem akış hem de geometrik parametreler için, grafikler (Şekil 6.12) göz önüne alındığında daha büyük sürüklenme oranı dolayısıyla performans katsayısı, daha büyük jeneratör sıcaklıklarına karşılık gelmektedir. Verilen birincil buhar akışkanı için, jeneratör sıcaklığının artması ile buharın giriş entalpisi daha yüksek olacağından ikincil buharın sürüklenmesi artma eğiliminde olacaktır. Özel bir ejektör konfigürasyonu için soğutma kapasitesinin, evaporatörden emilen ikincil buhar

miktarına fazlasıyla bağlı olduğu bilinmektedir. Belirlenmiş kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında artan jeneratör sıcaklığı ile COP artma eğilimindedir. Bunun nedeni, daha yüksek nozul hızları ile sonuçlanan jeneratör sıcaklığı artışı ile tahrik akışkanı momentumunun artması sonucu daha iyi emilim gerçekleşmesidir. Fakat kesin bir değere kadar artan jeneratör sıcaklığı için, daha yüksek emilim avantajı ile ikincil akışkanın boğulmasını takip eden COP değerini kademeli biçimde düşüren kayıplar artacaktır. Sonuç olarak, sabit bir ejektör geometrisi için, belirlenmiş bir kondenser ve evaporatör sıcaklıkları altında en büyük sürüklenme oranı ile COP değerlerini karşılayan en uygun bir birincil akışkan sıcaklığı bulunmalıdır.

Bu çalışmada; alan oranı 1,34, en uygun jeneratör sıcaklığı 85 °C, kondenser basıncı 219,675 kPa ve evaporatör sıcaklığı 8 °C için sürüklenme oranında; referans alınan deneysel çalışma sonucuna R-1234yf soğutucu akışkanı kullanıldığı takdirde % 20,2'lik bir yaklaşım ile en yakın, % 24'lük bir yaklaşım ile R-600a ve R-290 soğutucu akışkanları için ise en büyük sürüklenme oranı değeri elde edilmiştir (Şekil 6.12a).

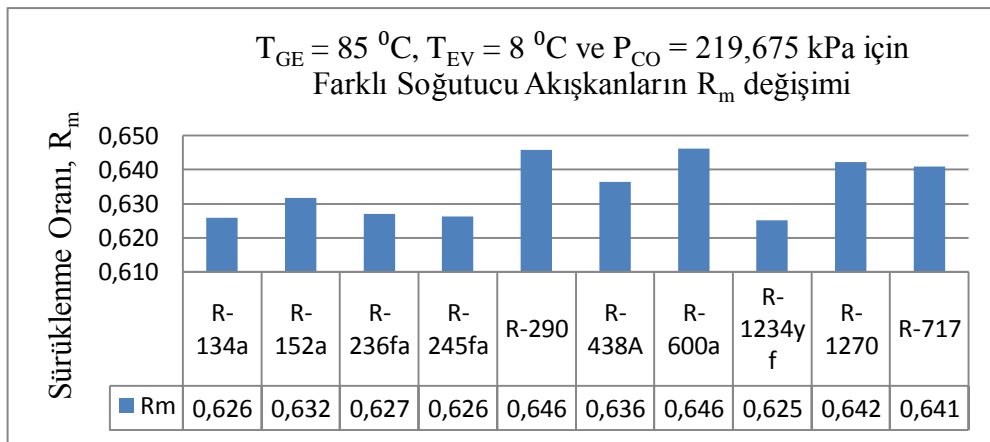
6.3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada, ejektörlü bir soğutma sistemi için, çevre dostu ve ejektör performansını arttıran bir soğutucu akışkanın belirlenmesi amacıyla; soğutucu akışkanı R236fa olan deneysel bir düzende en uygun değerleri karşılayan ejektör geometrisi, sayısal analizin gerçekleştirilmesi için tasarım ve ağ üretim yazılımı olan Gambit aracılığı ile en uygun sayısal ağ aralığında modellenmiş ve kontrol hacimlerine bölünerek, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımı olan Ansys Fluent 12.1 paket programı aracılığıyla, deneysel olarak tayin edilen en uygun işletme şartları altında farklı çevre dostu soğutucu akışkanların sayısal analizleri gerçekleştirilerek simülasyon sonuçları sunulmuştur.

Buhar-jet soğutma sistemlerinde kullanılabilme yeteneği olan yeni “çevre dostu” iş akışkanlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile sayısal analizinin gerçekleştirilmesi sayesinde akış fizikleri anlaşılabilir ve elde edilen verilerden ejektörün dizaynı iyileştirilebilir ve geliştirilebilir. Sayısal çalışma ile HAD,

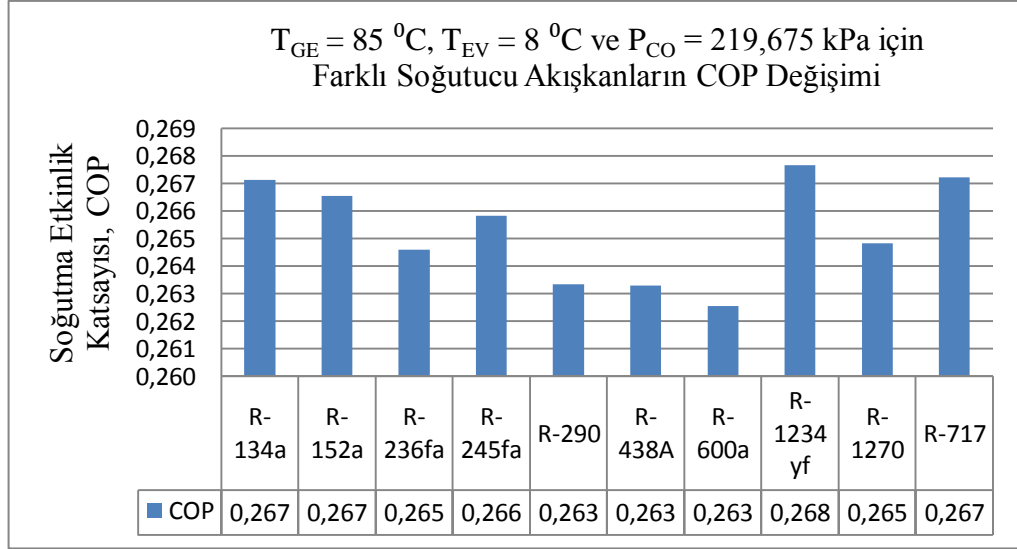
türbülans modelleri için karışım proseslerinde ejektör geometrisini daha iyi geliştirebilen ve simüle edebilen uygun bir araç olarak belirlenmiştir. Çalışma sonuçlarının deneysel veriler ile geçerlilikleri denetlenmiş ve uyumluluk sağlanmıştır. Sayısal çalışmalar için, doğru türbülans modeli seçiminin ejektör içindeki karışım prosesinin tahmin edilmesinde önemli bir rol oynadığı anlaşılmıştır. Üstelik, CFD sonuçları ile, ejektör performansının çok iyi tahmin edilebildiği ve doğrudan ejektör performansı ile ilişkili olan etkili alan üzerindeki işletme koşulları etkisinin çok açık bir şekilde anlaşılacağı fark edilmiştir.

Deneysel çalışmada referans alınan R-236fa soğutucu akışkanının kinematik viskozite değerinin R-290 ve R-600a ile karşılaştırıldığında daha yüksek ve özgül ısı değerinin iki kat daha düşük olduğu fark edilecektir (Bkz. Çizelge 3.2). Bununla birlikte, R-717 ve R-1270 soğutucu akışkanlarının söz konusu termofizik özellikleri arasındaki fark daha yüksek olduğu halde bulunan R_m değerlerinin, R-290 ile R-600a soğutucu akışkanlarının R_m değerlerine yakın olduğu fark edilmiştir (Şekil 6.13a). Üstelik, aynı jeneratör sıcaklığı için hemen hemen aynı COP değerleri (Şekil 6.13b) elde edildiğinden akışkan özelliklerinin ejektör performansı üzerine tek başına bir etkisi olmadığı anlaşılmaktadır. Bu nedenle entalpi farklarının dolayısıyla sıcaklık değişimlerinin ejektör performansını doğrudan etkilediğini düşünebiliriz. Sonuç olarak sürüklenme oranının, soğutma etkisinin ve ejektör performans katsayısının; jeneratör, evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile işletme şartlarına doğrudan bağlı olduğu tespiti yapılabilir.



a) Belirlenmiş işletme şartları için R_m değişimi.

Şekil 6.13. Ejektör performansı üzerinde belirlenmiş işletme şartlarının etkisi.



b) Belirlenmiş işletme şartları için COP değişimi.

Şekil 6.13. (devam ediyor).

COP ve R_m grafiklerine (Bkz. Şekil 6.12) dikkat edildiğinde daha yüksek bir jeneratör sıcaklığının daha yüksek bir COP değeri verdiği halde aynı akışkan için daha düşük sürüklenme oranı değeri ile karşılaşıldığı gözlenmiştir. Düşük bir viskozite değeri ve yüksek bir ısı kapasitesi; soğutucu akışkanın küçük bir kütleli akış miktarı ile geniş bir ısı miktarının taşınmasında yeterli olmasını ve jeneratör içinde buharı tahrik etmek için yüksek bir sıcaklığa ihtiyaç duyulmamasını sağlar. Soğutucularda daha geniş gizli ısı değerleri sistemleri daha rekabet edebilir duruma getirebilir. Bu sonuçlar üstelik, düşük dereceli ısı kaynakları düşünüldüğünde buhar-jet soğutma sistemlerinin değerlendirilmesi gerektiğini göstermektedir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: International Energy Agency, “World Energy Outlook”, www.iea.org (2013).
2. İnternet: OASI, “Protecting our Atmosphere for Generations to Come 25 Years of the Montreal Protocol”, [http://www.unep.org/ozonaction/News/OzonAction Newsletter](http://www.unep.org/ozonaction/News/OzonActionNewsletter) (2012).
3. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to “Emissions from Air-Conditioning Systems in Motor Vehicles and amending Council directive 70/156/EEC”, *Office Journal of the European Union* (2006).
4. Calm, J. M., ”The next generation of refrigerants – historical review, considerations and outlook”, *International Journal of Refrigeration* 31: 1123-1133 (2008).
5. İnternet: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., “Ashrae Handbook: Fundamentals”, <http://www.ashrae.org> (2009).
6. Chen, X., Omer, S., Worall, M. and Riffat, S., “Recent developments in ejector refrigeration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19: 629–651 (2013).
7. Ablwaifa, A., “A theoretical and experimental investigation of jet-pump refrigeration system”, Ph. D., *Nottingham University, School of the Built Environment*, Nottingham (2006).
8. Scott, D. A. and Aidoun Z., “CFD analysis of an ejector for cooling applications”, Natural Resources Canada – *CanmetENERGY*, ID: 347 (2011).
9. Aktoprakoğlu, A., “Ejektörlü soğutma sisteminin performansına geometrik parametrelerin etkisinin deneysel incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya (2006).
10. Chunnanond, K. and Aphornratana, S., “An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: The analysis of the pressure profile along the ejector”, *Applied Thermal Engineering* 24: 311–322 (2004).

11. Üçgül, İ., “Soğuk depolama için güneş enerjili ejektör soğutma sistemi uygulamasının termodinamik, çevresel ve ekonomik analizleri”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15 (2): 269-277 (2009).
12. Deng, J. Q., Jiang, P. and Lu, W., “Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector”, *Applied Thermal Engineering* 27: 381-388 (2007).
13. Huifan, Z. and Xiaowei, F., “Study on the hourly performance of a solar driven ejector refrigerant system”, *The 2nd International Conference on Computer Application and System Modeling*, MO667: 470-472 (2012).
14. Meyer, A., “Steam jet ejector cooling powered by low grade waste or solar heat”, M.Sc. Thesis, *Stellenbosch University*, South Africa (2006).
15. Yapıcı, R., Ersoy, H. K., Aktoprakoğlu, A., Halkacı, H. S. and Yiğit, O., “Experimental determination of the en uygun performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio”, *International Journal of Refrigeration*, 31: 1183-1189 (2008).
16. Riffat, S. B., Ma, X., Zhang, W. and Omer, S. A., “Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications”, *Applied Thermal Engineering*, 30: 1320-1325 (2010).
17. Selvaraju, A. and Mani, A., “Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 29: 1160-1166 (2006).
18. Sankarlal, T. and Mani, A., “Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia”, *Renewable Energy*, 32: 1403–1413 (2007).
19. Nehdi, E., Kairouani, L. and Elakhdar, M., “A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids”, *International Journal of Energy Research*, 32: 1194–1201 (2008).
20. Pridasawas, W. and Lundqvist, P., “A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant”, *International Journal of Refrigeration*, 30: 840-850 (2007).
21. Yapıcı, R., “Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123”, *Energy Conversion and Management*, 49: 953–961 (2008).
22. Cizungu, K., Groll, M. and Ling, Z. G., “Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems”, *Applied Thermal Engineering*, 25: 1979–1994 (2005).

23. Guo, J. and Shen, H.G., “Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings”, *Energy and Buildings*, 41: 175–181 (2009).
24. Cizungu, K., Mani, A. and Groll, M., “Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids”, *Applied Thermal Engineering*, 21: 585-598 (2001).
25. Selvaraju, A. and Mani, A., “Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants”, *Applied Thermal Engineering*, 24: 827–838 (2004).
26. Ouzzane, M. and Aidoun, Z., “Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design”, *Applied Thermal Engineering*, 23: 2337–2351 (2003).
27. Elbel, S. and Hrnjak, P., “Ejector Refrigeration: An overview of historical and present developments with an emphasis on Air-Conditioning applications”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue (2008).
28. Roman, R. and Hernandez, J., “Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 1707-1716 (2011).
29. Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. and Petrenko, V. A. A., “A 1-D analysis of ejector performance”, *International Journal of Refrigeration*, 22: 354–364 (1999).
30. Sun, D. W., “Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants”, *Energy Conversion & Management*, 40: 873-884 (1999).
31. Eames, I. W., Aphornratana, S. and Haider, H., “A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 18 (6): 378–386 (1995).
32. Grazzini, G., Milazzo, A. and Paganini, D., “Design of an ejector cycle refrigeration system”, *Energy Conversion and Management* 54: 38–46 (2012).
33. Khalil, A., Fatouh, M. and Elgendy, E., “Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 1684-1698 (2011).
34. Boumaraf, L. and Lallemand, A., “Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a”, *Applied Thermal Engineering*, 29: 265–274 (2009).

35. Aidoun, Z. and Ouzzane, M., “The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration”, *International Journal of Refrigeration*, 27: 974–984 (2004).
36. Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O. and Ouzzane, M., “CFD simulations of a supersonic ejector for use in refrigeration applications”, In: Proceedings of 12th *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, CETC-Varenes, Québec, Canada, 2159 (2008).
37. Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P. and Mercadier, Y., “Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 56–70 (2005).
38. Aphornratana, S., Pianthong, K., Sehanam, W., Behnia, M. and Sriveerakul, T., “Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique”, *Energy Conversion and Management*, 48: 2556–2564 (2007).
39. Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J. M. and Bartosiewicz, Y., “CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (8-9): 1523 (2009).
40. Riffat, S. and Omer, S., “CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid”, *International Journal Of Energy Research*, 25: 115-128 (2001).
41. Varga, S., Oliveira, A. C. and Diaconu, B., “Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment”, *International Journal Of Refrigeration*, 32: 1694–1701 (2009).
42. Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z. and Mercadier, Y., “Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 604–612 (2006).
43. Zhu, Y., Cai, W., Wen, C. and Li, Y., “Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors”, *Applied Thermal Engineering*, 29: 898–905 (2009).
44. El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I. and Al-Nuwaibit, G., “Evaluation of steam jet ejectors”, *Chemical Engineering and Processing*, 41: 551–561 (2002).
45. Sumeru, K., Nasution, H. and Ani, F. N., “A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 4927-4937 (2012).

46. Chen, X., Zhou, Y. and Yu, J., “A theoretical study of an innovative ejector enhanced vapor compression heat pump cycle for water heating application”, *Energy and Buildings*, 43 (12): 3331–3336 (2011).
47. Yan, J., Cai, W. and Li, Y., “Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant”, *Renewable Energy*, 46: 155-163 (2012).
48. Munday, J. and Bagster, D., “A new theory applied to steam-jet refrigeration”, *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16: 442–451 (1977).
49. Huang, B. J., Jiang, C. B. and Hu, F. L., “Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system”, *Journal of Engineering for gas turbines and Power*, 107: 792-802 (1985).
50. Keenan, J. H. and Neumann, E. F. L., “A simple air ejector”, *Journal of Applied Mechanics ASME Transactions*, 64: 75–81 (1942).
51. Keenan, J. H. and Neumann, E. F. L., “An investigation of ejector design by analysis and experiment”, *Journal of Applied Mechanics*, ASME Transactions 72 (1950).
52. Sun, D. W., “Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems”, *Energy Conversion & Management*, 21 (10): 919-929 (1996).
53. Arbel, A., Shklyar, A., Hershgal, D., Barak, M. and Sokolov, M., “Ejector irreversibility characteristics”, *Journal of Fluids Engineering*, 125 (1): 121-129 (2003).
54. Eames, I. W., “A new prescription for design of supersonic jet pumps: constant rate of momentum change method”, *Applied Thermal Engineering*, 22: 121–131 (2002).
55. Sokolov, M. and Hershgal, D., “Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat, Part 1 system characterization”, *International Journal Of Refrigeration*, 13: 351-356 (1990).
56. Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K., “Investigation of ejector design at en uygun operation conditions”, *Energy Conversion & Management*, 41: 1841-1849 (2000).
57. Abdel-Aal, H. K., Al-Zakri, A. S., El-Sarha, M. E., El-Swify, M. E. and Assassa, G. M., “Other options of mass and energy input for steam jet refrigeration systems”, *Chemical Engineering Journal*, 45: 99-110 (1990).

58. Aphornratana, S., "Theoretical and experimental investigation of a combine ejector absorption refrigerator", PhD thesis, *University of Sheffield*, UK (1994).
59. Narmine, H. A., Aly, K. and Shamloul, M. M., "Modelling and simulation of steam jet ejectors", *Desalination*, 123: 1-8 (1999).
60. Pridasawas, W. and Lundqvist, P., "A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant", *International Journal of Refrigeration*, 30: 840-850 (2007).
61. Artar, H., "Akış özelliklerinin ejektör üzerindeki etkisinin incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 34-39 (2010).
62. Arcaklıoğlu, E. ve Erişen, A., "R12, R22, R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde ekserji analizi", *Teknoloji*, (3-4): 55-64 (2002).
63. Keogh, A., "Soğutucu akışkan seçimi ve su soğutma grubu tasarımı; paket tip su soğutma gruplarında R-410A kullanımı", *Alarkocarrier Teknik Bülten*, Sayı: 4, Nisan (2005).
64. Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö. ve Bakırcı, K., "Soğutma/Isıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri", *Mühendis ve Makine*, 47: (562) (2006).
65. Bulgurcu, H., Kon, O. ve İlten, N., "Soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler", *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 915-928 (2007).
66. Papasavva, S., Hill, W. R. and Andersen, S. O., "Green-Mac-LCCP: A tool for assessing the cycle climate performance of Mac systems", *Environmental Science & Technology*, 44: 7666-7672 (2010).
67. İnternet: Reindl, D., "ASHRAE Will Give You The World", Ph.D., P.E. ASHRAE Fellow Director, IRC and HVAC&R Center Professor, www.ashrae.org/distinguishedlecturers (2013).
68. İnternet: ASHRAE Standard 34-2010, "Designation and Safety Classification of Refrigerants", www.ashrae.org (2014 yılında erişildi).
69. Koyun, T., Koyun, A. ve Acar, M., "Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların Ozon Tabakası üzerine etkileri", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, (88): 46-53 (2005).
70. Chen, S. L., Yen, J. Y. and Hunag, M. C., "An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants", *ASHRAE Trans*, 104 (2): 153-160 (1998).

71. Environmental Protection Agency, "Protection of Stratospheric Ozone: Ban on the sale or distribution of pre-charged appliances", *Federal Register*, 74 (239): Rules and Regulations, December 15 (2009).
72. Zyhowski, G. and Brown, A., "Low global warming fluids for replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC applications", *Honeywell* (2011).
73. Onat, A., İmal, M. ve İnan, A. T., "Soğutucu akışkanların Ozon Tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar", *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7 (1): 32-38 (2004).
74. Özcan, H. ve Arcaklıoğlu, E., "Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu Hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme", *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, Turkey (2011).
75. Ayub, Z., Siller, D. A., Gage, C., Reindl, D., Mueller, N., DeBuliet, J., Pearson, A. and Ciconkov, R., "The ASHRAE position document on natural refrigerants", *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) Inc.*, US (2011).
76. Araz, M., Güngör, A. ve Hepbaşı, A., "Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların soğutma uygulamalarındaki kullanımının değerlendirilmesi", *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 575-604 (2013).
77. İnternet: U.S. Environmental Protection Agency (EPA), "Transitioning To Low-GWP Alternatives In Commercial Refrigeration", EPA 430-F-10-043, www.epa.gov (2010).
78. İnternet: The National Institute of Standards and Technology (NIST), "Fluid Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures", Standard Reference Database 69, REFPROP, Version 9.1 www.webbook.nist.gov/chemistry/ (2011).
79. İnternet: American Society Of Heating, "Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Standard 34-2010: Designation and Safety Classification of Refrigerants, Inc.", www.ashrae.org (2012).
80. The White House Office of the Press Secretary, "Recent international developments under the Montreal Protocol", *The White House Office of the Press Secretary*, September 06 (2013).
81. Sun, D. W., Eames, I. W. and Aphornratana, S., "Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration Cycle-I: computer simulation", *International Journal Of Refrigeration*, 19 (3): 172 -180 (1996).
82. Khattab, N. M. and Barakat, M. H., "Modelling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning", *Solar Energy*, 73 (4): 257-267 (2002).

83. Chung, H., Huor, M. H., Provost, M. and Bugarel, R., “Domestic heating application of and absorption heat pump, directly fired heat pump”, *Intentional proceedings international conference University of Bristol*, 19-20 September (1984).
84. Chen, L. T., “A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption system”, *Applied Energy*, 30: 37-41 (1998).
85. Eames, I. W. and Aphornratana, S., “A novel ejector / absorption cycle refrigerator for building air conditioning”, proc. *CIBSE National Conference*, Eastbourne (1995).
86. Zhang, B. and Shen, S., “A theoretical study on a novel bi-ejector refrigeration cycle”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 622–626 (2006).
87. Yapıcı, R. and Ersoy, H. K., “Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model”, *Energy Conversion and Management*, 46: 3117–3135 (2005).
88. Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L. and Tounsi, N., “Simulation of an ejector used in refrigeration systems”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 1657–1667 (2011).
89. Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K., “Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system”, *Applied Thermal Engineering*, 20: 213–226 (2000).
90. Sherif, S. A., Lear, W. E., Steadham, J. M., Hunt, P. L. and Holladay, J. B., “Analysis and modelling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 42: 185–198 (2000).
91. Ababneh, A., Javarneh, A., Tlilan, H. and Ababneh, M., “The effects of the secondary fluid temperature on the energy transfer in an unsteady ejector with a radial-flow diffuser”, *Heat and Mass Transfer*, 46: 95–105 (2009).
92. Gould, D., “Theoretical analysis of the steam pressure exchange ejector for an automotive air conditioning application”, Ph D thesis, *University of Vermont*, USA (2009).
93. Dorantes, R., Estrada, C. A. and Pilatowsky, I., “Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 16: 669-675 (1996).
94. Varga, S., Oliveira, A. C. and Diaconu, B., “Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD”, *International Journal of Refrigeration*, 32: 1203–1211 (2009).

95. Riffat, S. B., Varga, S., Oliveira, A. C., Ma, X., Omer, S. A. and Zhang, W., “Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 1668–1675 (2011).
96. Chaiwongsa, P. and Wongwiset, S., “Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device”, *Applied Thermal Engineering*, 28: 467–477 (2008).
97. Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S. and Ooi, A., “CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 1092–1101 (2005).
98. Riffat, S. B., Gan, S. and Smith, S., “Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps”, *Applied Thermal Engineering*, 16: 291–297 (1996).
99. Sriveerakul, T., Aphornratana, S. and Chunnanond, K., “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1 Validation of the CFD results”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46: 812–822 (2007).
100. Riffat, S. B. and Everitt, P., “Experimental and CFD modelling of an ejector system for vehicle air conditioning”, *Journal of the Institute of Energy*, 72: 41–47 (1999).
101. Aphornratana, S. and Eames, I. W., “A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle”, *International Journal of Refrigeration*, 20: 352–358 (1997).
102. Versteeg, H. and Malalasekera, W., “An Introduction to Computational Fluid Dynamics” second edition, *Pearson Education Limited*, England, 2, 61 (2007).
103. Internet: Fluent User Services Center, “Introductory Fluent Notes, FLUENT v6.2”, www.fluentusers.com (2005).
104. Saleh, F. A., “CFD simulation of incompressible steady 2-D laminar and turbulent flows over a flat plate using two equation turbulence model”, *Journal of Engineering and Development*, 10 (2): 90 (2006).
105. Marshall, E. and Bakker, A., “Computational Fluid Mixing”, Handbook on Mixing Fluent Incorporated, *North American Mixing Forum (NAMF)*, (2001).
106. Kato, M. and Launder, B. E., “The modeling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders”, *Proceedings of the Ninth Symposium on Turbulent Shear Flows*, Kyoto, 10-14 (1993).
107. Kor, O., “Kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinin karışık taşınım şartları için sayısal analizi”, *MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 91: 46-55 (2006).

108. Arslan, K., “Alt yüzeyine değişik eğim açlarına sahip kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin türbülanslı akış koşullarında deneysel ve sayısal olarak incelenmesi”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 32-44 (2010).

ÖZGEÇMİŞ

Hasan MULCAR 1978’de Denizli’de doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Denizli Lisesi, Fen Bilimleri Bölümü’nden 1995 yılında mezun olduktan sonra 1997 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’ne girdi. 2003 yılında “iyi” derece ile lisans eğitimini tamamladı. 2006 yılında Askerlik görevini KKTC’de yedek subay olarak tamamladı. 2006 yılında MMO tarafından düzenlenen sertifikalı eğitimlere katılarak Asansör Avan Proje Hazırlama ve Asansör Mühendis Yetki Belgesi almaya hak kazandı. 2006-2008 yılları arasında Saygın Makine firmasında Proje Mühendisi olarak çalıştıktan sonra 2008 yılında Makine Kimya Endüstrisi Kurumu (MKE) Çankırı Silah Fabrikası Müdürlüğü’ne Makine Mühendisi olarak atandı. Halen aynı kurumda Mekanik Şube sorumlu Makine Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Yabancı dili İngilizce olan ve 2012 yılında Çevre ve Şehircilik Bakanlığı tarafından düzenlenen sınav ile Çevre Görevlisi Belgesi almaya hak kazanan Hasan MULCAR evli ve bir çocuk babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Fatih M. Yapraklı Yolu Mevkii 4. Km MKE Lojmanları A Blok 17/2
Merkez / ÇANKIRI

Tel : (0376) 213 24 82 (Dahili: 304)

e-mail : hasan.mulcar@mkek.gov.tr