

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**SOĞUK AKIŞKANLI SÜPERSONİK EJEKTÖRLERİN**  
**PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

**VOLKAN GÜLYÜZ**

**KOCAELİ 2019**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**SOĞUK AKIŞKANLI SÜPERSONİK EJEKTÖRLERİN**  
**PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

**VOLKAN GÜLYÜZ**

**Prof. HASAN KARABAY**  
**Danışman, KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**Prof. FİKRET YÜKSEL**  
**Jüri Üyesi, YALOVA ÜNİVERSİTESİ**  
**Doç. MÜSLÜM ARICI**  
**Jüri Üyesi, KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**


**Tezin Savunulduğu Tarih: 29.11.2019**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Ülkemizde ve dünyada son yıllardaki savunma sanayi atılımlarıyla beraber dünya ile rekabet edebilmek adına farklı kabiliyetlerdeki test altyapılarının kurulumu zaruri hale gelmiştir. Bu test altyapılarının bir parçası olan ejektörler ise altyapılara vakumlama ve irtifa benzetimi kabiliyeti sunmaktadır. Tasarımı yapılan ejektör ile ülkemizin bir ihtiyacı karşılanmıştır.

Tez yazım sürecinde ve mühendislik kariyerim boyunca her türlü desteği veren “ufuk açıcı” danışmanım Prof. Dr. Hasan Karabay’a, manevi desteklerinden dolayı biricik eşim Tuğçe Gülyüz, anne-babam Güzide ve Erdem Gülyüz’e, sunduğu imkanlardan dolayı Nejat Karaağaçlı ve Savener ekibine, son olarak ilham kaynağım P. Nedved’e teşekkürlerimi borç bilirim.

Ekim, 2019

Volkan GÜLYÜZ

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	iii
TABLolar DİZİNİ .....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	vi
ÖZET .....	viii
GİRİŞ .....	1
1. GENEL BİLGİLER .....	2
1.1. Ejektörün Çalışma Prensibi .....	6
1.2. Ejektör Çeşitleri .....	7
1.2.1. Ejektör lüle konumlandırma çeşitleri .....	8
1.2.2. Kademe sayısına göre ejektörler .....	8
1.3. Ejektör Elemanları .....	10
1.3.1. Lüleler .....	10
1.3.2. Difüzörler .....	12
1.4. Literatür Çalışmaları .....	13
1.5. Ejektörlerin Farklı Alanlarda Kullanımı .....	14
1.6. Kapsam ve Amaç .....	17
2. YÖNTEM VE HESAPLAMALAR .....	19
2.1. Bir Boyutlu Analiz .....	19
2.2. İki Boyutlu Analiz .....	23
2.3. Sayısal Model .....	25
2.4. Ejektör Geometrisi .....	26
2.4.1. Geometri .....	27
2.4.2. Difüzör çapı ( $D_{dif}$ ) .....	28
2.4.3. Difüzör uzunluğu ( $L_{dif}$ ) .....	29
2.4.4. Lüle çıkış konumu (NXP) .....	29
2.4.5. Lüle çıkış alanının boğaz alanına oranı ( $A_{çıkış}/A_{boğaz}$ ) .....	30
2.4.6. Ağ örgüsünün oluşturulması .....	31
2.4.7. Sınır koşulları .....	33
2.5. Doğrulama Çalışması .....	34
3. BULGULAR .....	37
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	52
KAYNAKLAR .....	55
EKLER .....	62
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER .....	64
ÖZGEÇMİŞ .....	65

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Sürekli tip rüzgâr tünelleri şematik gösterimi .....	2
Şekil 1.2.	Boşaltma tip test altyapıları .....	4
Şekil 1.3.	İrtifa benzetim sistemi içerisinde ejektör şematığı .....	6
Şekil 1.4.	Sesüstü ejektör içerisindeki konturlar a) Hız (m/s), b) Statik basınç (barg), c) Statik sıcaklık (K) .....	7
Şekil 1.5.	Ejektör lüle konumlandırması a) Seri tip, b) Anüler tip .....	8
Şekil 1.6.	Çift kademeli ejektör şematığı .....	9
Şekil 1.7.	Paralel ejektör şematığı .....	10
Şekil 1.8.	Çift ve tek boğulmalı ejektörlerin genel performans grafiği .....	11
Şekil 1.9.	Farklı lüle tasarımları, a) Loblu, b) Zigzaklı, c) Klasik yakınsak .....	11
Şekil 1.10.	Sabit basınç difüzör (a) ve sabit alan difüzör (b) .....	12
Şekil 1.11.	Jet buhar soğutma sistemi şematığı .....	15
Şekil 1.12.	Rafinerilerde atık gaz geri dönüşümü .....	16
Şekil 1.13.	Turbojet motorlarda ejektör kullanımı 1 .....	16
Şekil 1.14.	Turbojet motorlarda ejektör kullanımı 2 .....	17
Şekil 2.1.	Lüle çıkış kesitindeki basınç ile karşı basınç büyüklüklerinden kaynaklı çıkış akış profilleri 1 .....	21
Şekil 2.2.	Lüle çıkış kesitindeki basınç ile karşı basınç büyüklüklerinden kaynaklı akış profilleri 2 .....	22
Şekil 2.3.	Basınç esaslı çözücü işlem adımları .....	25
Şekil 2.4.	Ejektörü oluşturan parçalar ve geometrik değişkenlerin temsili gösterimi .....	26
Şekil 2.5.	Hesaplamalarda kullanılan geometri .....	27
Şekil 2.6.	A kesiti .....	28
Şekil 2.7.	B kesiti .....	28
Şekil 2.8.	C kesiti .....	28
Şekil 2.9.	Lüle ağ örgüsü .....	32
Şekil 2.10.	Karışım hücresi ağ örgüsü .....	33
Şekil 2.11.	Doğrulama çalışması geometrisi .....	35
Şekil 2.12.	a) A. Hemidi ve arkadaşları 25820 hücre, (b) doğrulama yapılan geometri 70151 hücre .....	35
Şekil 2.13.	Doğrulama çalışması sonuçları .....	36
Şekil 3.1.	Eksenel hız konturu ve eksen boyunca eksenel hız grafiği .....	38
Şekil 3.2.	Mach konturu ve eksen boyunca Mach sayısı grafiği .....	39
Şekil 3.3.	Statik sıcaklık konturu ve eksen boyunca statik sıcaklığın değişimi .....	39
Şekil 3.4.	Statik basınç konturu ve eksen boyunca statik basınç grafiği .....	40
Şekil 3.5.	Konvektif ivme (1/s) .....	41
Şekil 3.6.	Mach Sayısı konturu ve grafiği üzerinde sıkıştırma-genişleme dalgaları .....	42
Şekil 3.7.	Ejektör boyunca basınç konturu (Pa) .....	42
Şekil 3.8.	Türbülans kinetik enerjisi ( $m^2/s^2$ ) .....	43

Şekil 3.9. Girdap konturu (1/s) .....	43
Şekil 3.10. Karışım akışı Mach Sayısı, a) 4,4Dboğaz, b) 4,8Dboğaz, c) 5,2Dboğaz, d) 5,6Dboğaz, e) 6,0Dboğaz .....	44
Şekil 3.11. Difüzör çapının ikincil akışkan basıncına etkisi .....	45
Şekil 3.12. Mach Sayısı ve ilk sıkıştırma dalgası konumları, a) 8,0Dboğaz, b) 9,6Dboğaz, c) 10,4Dboğaz, d) 11,0Dboğaz, e) 12,0Dboğaz.....	46
Şekil 3.13. NXP'nin ikincil akışkan basıncına etkisi.....	47
Şekil 3.14. Difüzör uzunluğunun ikincil akışkan basıncına etkisi .....	48
Şekil 3.15. Beş farklı lüenin ikincil akışkan basıncına etkisi.....	49
Şekil 3.16. Farklı birincil akışkan basınçlarına göre vakum değeri .....	50
Şekil 3.17. Farklı ikincil akışkan debilerine göre vakum değeri.....	50
Şekil 3.18. Yüksek birincil akışkan sıcaklıklarında vakum değeri .....	51
Şekil 3.19. İkincil akışkan sıcaklığının vakum değerine etkisi .....	51



## TABLULAR DİZİNİ

Tablo 2.1. HAD çözücü tercihleri .....	26
Tablo 2.2. Difüzör çapı değerleri.....	29
Tablo 2.3. Difüzör uzunluğu değerleri .....	29
Tablo 2.4. NXP değerleri.....	30
Tablo 2.5. Lüle çıkış alanının lüle boğaz alanına oranı .....	30
Tablo 2.6. Hesaplamalarda kullanılan geometrik ve termofiziksel değişkenler.....	31
Tablo 2.7. Ağ bağımsızlık testi.....	32
Tablo 2.8. Sınır koşulları özeti .....	34
Tablo 3.1. Lülelerin çıkışlarında Mach Sayısı, statik sıcaklık-basınç değerleri.....	48

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan, (m <sup>2</sup> )
bar (a)	: Mutlak basınç, (bar)
bar (g)	: Görece basınç, (bar)
c	: Ses hızı, (m/s)
C <sub>p</sub>	: Özgül ısı, (kJ/kgK)
D	: Çap, (m)
h	: Entalpi, (kJ/kgK)
k	: Özgül ısılar oranı
L	: Uzunluk, (m)
Ma	: Mach Sayısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi, (kg/s)
$\dot{m}_b$	: Birincil akışkan debisi, (kg/s)
$\dot{m}_i$	: İkincil akışkan debisi, (kg/s)
$\dot{m}_r$	: Sürüklenme oranı
P	: Basınç, (bar, Pa)
R	: İdeal gaz sabiti, (kJ/kgK)
Re	: Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık, (K)
V	: Hız, (m/s)
x	: X eksen
y	: Y eksen
u	: X yönü hız bileşeni
v	: Y yönü hız bileşeni
$\alpha$	: Termal difüzyon, (m <sup>2</sup> /s), difüzör giriş açısı
$\beta$	: Difüzör çıkış açısı
$\varepsilon$	: Türbülans yitim oranı
$\theta$	: Açı, (°)
k	: Türbülans kinetik enerjisi, (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
$\mu$	: Viskozite, (Pa.s)
$\rho$	: Yoğunluk, (kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	: Kayma gerilmesi
$\omega$	: Spesifik türbülans kaybolma oranı
0	: Durma koşulunun ifadesi
b	: Birincil akış
boğaz	: Boğaz koşullarının ifadesi
c	: Kesitteki kritik şart
çıkış	: Çıkış kesiti ifadesi
dif	: Difüzör
eff	: Efektif değerler
g	: Relativ basınç
i	: İkincil akış
i,j	: Yön bileşenleri



k	: Karşı basınç
statik	: Konumdaki statik özelliklerin ifadesi
t	: türbülans
x	: Şok öncesi konum
y	: Şok sonrası konum

### **Kısaltmalar**

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
NASA	: National Aeronautics and Space Administration (Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi)
NXP	: Nozzle Exit Position (Lüle çıkış konumu)
RNG	: Re-normalization Group (Renormalizasyon Grubu)
RSM	: Reynolds Stress Model (Reynolds Gerilme Modeli)
SST	: Shear Stress Transport (Kayma Gerilmesi Taşınımı)

# SOĞUK AKIŞKANLI SÜPERSONİK EJEKTÖRLERİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ

## ÖZET

Tez kapsamında, sesüstü çalışan ejektörde birincil ve ikincil akışkan etkileşimi sayısal olarak incelenmiştir. Sesüstü ejektörler: havacılık sektöründe irtifa benzetiminde, iklimlendirme alanında basınç düşürmede, endüstriyel tesislerde egzoz emisyon değerlerinin düşürülmesi amaçlı olarak kullanılan araçlardır. Sesüstü ejektörlerin artışı, içerisinde hareketli aksan olmamasından dolayı uzun ömürlü ve dayanıklı makineler olmasıdır. Ejektör çalışma prensibi, yüksek enerjili birincil akışkanın, düşük enerjili ikincil akışkanı kayma gerilmesiyle ve momentum transferiyle sürüklemesi esasına dayanır.

Bu çalışmada, her iki akışkanın da hava olduğu lüle çıkış konumu, difüzör çapı, difüzör uzunluğu ve birincil akışkan lülesinin çıkış kesit alanının lüle boğazı kesit alanına oranının ejektör performansına etkisi incelenmiştir. Ejektör içerisindeki akışkan hareketleri süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denkleminin çözülmesiyle elde edilmiştir. Sayısal çözümler sonlu hacimler yöntemiyle elde edilmiştir. Denklemlerin çözümleri sayısal olarak Fluent 16 ticari paket programı ile gerçekleştirilmiştir. Ejektör içerisindeki akış eksenel simetrik olup çözümler 2B olarak ve zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Hesaplamalarda, literatür çalışmalarında bu tip akışlar için önerilen SST  $k-\omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Yoğunluk ideal gaz denklemiyle çözülmüş olup, akışkanın diğer termofiziksel özellikleri sabit tutulmuştur. Birincil akışkan giriş basıncı 20 bar(g) ve giriş sıcaklığı 260 K (-13°C), ikincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı 0,23 ve ikincil akışkan sıcaklığı 320 K (57°C) olarak sabit tutularak ejektör değişkenlerinin ejektör içerisindeki hız ve basınç dağılımına etkileri elde edilmiştir.

Yürütülen parametrik hesaplamalar sonucunda ejektör içindeki basınç alanı üzerinde difüzör çapının en etkili değişkenin olduğu görülmüştür. Şok dalgasının konumu lüle çıkış pozisyonunu belirlemede önemli bir etken olduğu gözlemlenmiştir. Sabit bir geometri için ikincil akışkan sıcaklığının artmasıyla basıncının da arttığı gözlemlenmiştir. Birincil akışkan basıncının düşmesi ejektör performansını olumsuz etkilemiş, ikincil akışkan basıncını yükseltmiştir. Geometrik olarak en iyi performans difüzör çapının, lüle çapına oranını 5,6 olduğu değerde, lüle çıkış pozisyonunun lüle boğaz çapına oranının 10,4 olduğu değerde ve lüle uzaklığının lüle çapına oranının 56 olduğu yani difüzör uzunluğunun difüzör çapına oranının 10 olduğu değerde görülmüştür. Bununla birlikte lüle çıkışı Mach Sayısı ile ejektör performansının orantılı olduğu gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Ejektör, Geometrik Optimizasyon, Sesüstü, Vakum.

# INVESTIGATION OF COLD FLUID SUPERSONIC EJECTORS PERFORMANCE

## ABSTRACT

In this study, interaction of two flow in a supersonic ejector is investigated. Ejectors are reliable devices that are used in the aeronautical industry for simulating altitude, for vacuuming in the air conditioning sector, for dilution during the ejection of exhaust gases in industrial facilities. Ejectors do not include rotary so they don't require maintenance frequently. The principle of this method is energy transfer from pressurized primary fluid to secondary fluid.

The influence of the supersonic nozzle exit position, the diffuser diameter, the diffuser length, and the ratio of the primary flow nozzle outlet cross-sectional area to the primary fluid flow nozzle throat cross-sectional area are investigated. Flow in the ejector was investigated by solving the continuity equation, momentum equation and energy equation. In the numerical model of the ejector geometry, 215000 mesh volume elements were used. Numerical solutions of the equations were performed with the Fluent 16 commercial package program. Since the flow in the ejector is axially symmetric, the numerically analyzes were performed 2D and time independent. In the calculations, the SST  $k-\omega$  turbulence model which is suggested in literature for these types of flows was used. The density is obtained with the ideal gas equation and the other thermophysical properties of the fluid are kept constant. Primary fluid pressure kept constant 20 bar(g) and temperature 260 K. Entrainment ratio was also kept constant 0.23. Numerical solutions were obtained by the finite volume method.

As a result of the carried out parametric calculations, it was seen that the diameter of the diffuser is the most effective parameter on the pressure field in the ejector. Shock wave position after supersonic nozzle determines the nozzle exit position. Best performance is obtained with the ratio of diffuser diameter to nozzle throat diameter 5.6, the ratio of nozzle exit position to nozzle throat diameter 10.4 and the ration of diffuser length to diffuser diameter 10. For a constant ejector geometry, if secondary fluid temperature increases, pressure of the secondary flow increases. With lower primary flow pressure than optimized pressure (20 bar), ejector performance decreases. Mach number at nozzle exit is quite important for performance. When the Mach number is higher, secondary flow pressure is lower.

**Keywords:** Ejector, Geometrical Optimization, Supersonic, Vacuum.

## GİRİŞ

Geçtiğimiz yüzyılın özellikle son iki çeyreğinde havacılık ve uzay sektöründe kritik gelişmelerin yaşandığı görülmektedir. Kıtalararası balistik füzeler, yüksek Mach sayılı uçaklar, uzay madenciliği, elektromanyetik füzeler ve insansız hava uçakları gibi konularda ciddi gelişmeler yaşanmıştır. Bu gelişmeler, gelişmişlik düzeyine bağlı olarak ülkeler arasında farklı zaman dilimlerinde kendini göstermiştir.

Bu sektörlerdeki AR-GE ve tasarım çalışmalarının testlerinin yüksek irtifada yani alçak basınç altında yapılması gerekmektedir. Bu durum test risklerini ve maliyetlerini ciddi oranda artırmaktadır. Havacılık sektörünün temel sorunu olan risk ve maliyetleri azaltmak için gerçek testlerden önce, özellikle tasarım aşamasında çeşitli uçuş benzetimleri ve test numuneleri üzerinden denemeler yapılmaktadır. Bu tarz uçuş benzetimleri yüksek hız-alçak basınç şartlarını gerektirdiği için bu testlerin alçak basınçlı rüzgâr tünellerinde gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Dünya üzerinde bu tarz uçuş benzetimleri iki tip test altyapısında gerçekleştirilmektedir. Bunlardan birincisi kesintisiz hava sağlayabilen “sürekli tip rüzgâr tünelleri” ve ikincisi de havası önceden basınçlı olarak depolanmış “boşaltma tip test altyapıları” olarak adlandırılmaktadır.

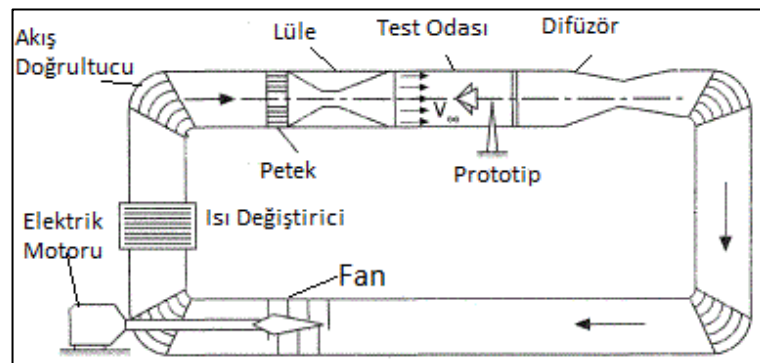
Test altyapılarındaki uçuş benzetimleri gerçek uçuş koşullarını ne kadar temsil ediyorsa ürün tasarım riski o kadar azaltılır. Bundan dolayı test altyapıları da işlevsellik açısından dallanmıştır. Tasarımdan emin olmak için uçuş itki (Aeropropulsion), uçuş dinamiği (Aerodynamic), irtifa benzetim (Altitude Test), buzlanma (Icing Test), hava alığı ve motor kabiliyet (Freejet, semifree jet, connected pipe test) gibi testler yapılmaktadır. Bu sebeple uçan bir nesnenin tasarımı oldukça zaman alıcı bir iştir. Ayrıca tüm testlerin tek bir tünelde yapılmasının mümkün olmadığı unutulmamalıdır.

Bu tezin kapsamında ise yukarıda bahsedilen testlerden irtifa benzetim sistemlerinde kullanılan ejektörün belirlenmiş bir şart için tasarımı yapılacaktır. Bu şartlar tezin ilerleyen kısımlarında verilmiştir.

## 1. GENEL BİLGİLER

Havacılık ve uzay teknolojilerinde uçuş benzetimi ve prototip kabiliyeti ürün tasarımında en önemli unsurlar arasında yer almaktadır. Bu sektörde ürün geliştirme süreleri diğer sektörlere oranla çok daha uzun sürmesinden dolayı yapılan benzetimin doğruluğu, ürün tasarım sürecini doğrudan etkilemektedir.

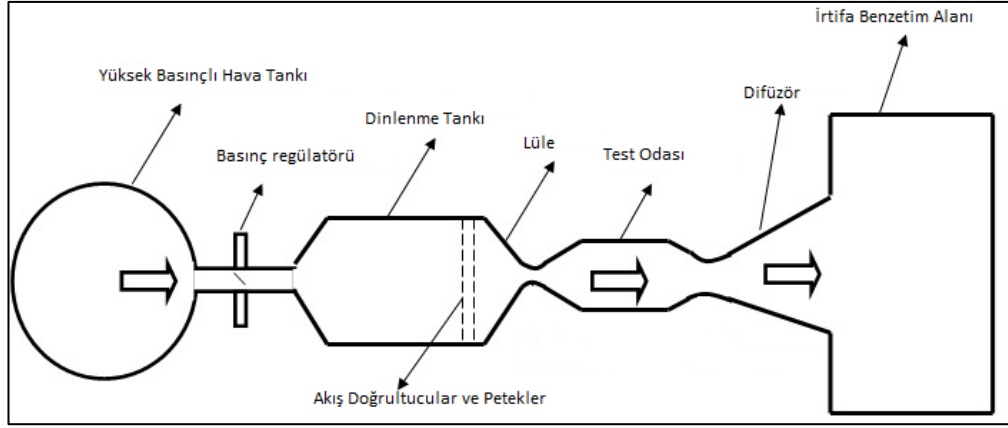
Uçuş benzetimleri için inşa edilen sürekli tip rüzgâr tünellerinde elektrik motoru vasıtasıyla çalışan bir veya birçok fan bulunmaktadır. Bu tünellerdeki akışın hızı fan devriyle doğrudan ilişkilidir ve fan çalıştığı sürece akış devam etmektedir. Şekil 1.1 ile şematik gösterimi verilen bu tarz tünellerde fandan geçen hava bir ısı değiştiriciye gelir ve burada test için istenilen sıcaklık değerine ayarlanır. Havanın ısıtılması veya soğutulması yapılacak teste bağlıdır. Rüzgâr tünelinin her köşesinde akış doğrultucular bulunmaktadır. Akış doğrultucuların amacı mümkün olan en az türbülans ile akışı yönlendirmektir. Test odasına gelmeden önce akışı daha da doğrusal hale getirebilmek için petekler ve ekstra akış doğrultucular kullanılmaktadır. Bu kısımdan sonra hava bir lüle vasıtasıyla numune üzerine üflenir. Difüzörde yavaşlayan hava tekrar fana dönerek işlem tekrarlanır. Tünel operatörü testi durdurana kadar akış devam eder. Rüzgâr tünelleri sesaltı, transonik ve düşük sesüstü hızlarda çalışabilmektedir. Rüzgâr tünellerinde basınç fanlar vasıtasıyla yükseltilebilmektedir ve bunun da bir sınırı bulunmaktadır. ONERA F1 rüzgâr tüneline çıkılabilen azami basınç değeri 3,85 bar'dır [1]. Toplam sıcaklık ise sadece ısı değiştiricilerle yükseltilebilmektedir ve dolayısıyla bunun da bir sınırı bulunmaktadır.



Şekil 1.1. Sürekli tip rüzgâr tünelleri şematik gösterimi

Örnek olması açısından Almanya’da bulunan Avrupa Transonic Rüzgâr Tünelinde numunenin yerleştirildiği test odası 2,0x2,4m boyutlarındadır. Azami 1,3 Mach sayısına kadar test yapılabilen bu tünelde azami basınç ve sıcaklık sırasıyla 4,5 bar ve 313 K’dir [2]. Azami Reynolds sayısı ise  $230 \times 10^6$  1/m’dir. NASA Langley Araştırma Merkezinde bulunan 2,4x2,4m’lik bir test odasına sahip transonik tünelde azami Reynolds sayısı  $4 \times 10^6$  1/ft’e ( $12 \times 10^6$  1/m) kadar çıkabilirken Mach sayısı 1,25’e kadar çıkabilmektedir [3]. Reynolds sayısının “1/ft veya 1/m” biriminde verilmesinin nedeni rüzgâr tünellerinde karşılaştırma yapabilmek için 1 ft veya 1 m karakteristik boya düşen Reynolds sayısının verilmesidir [2,3].

İkinci tip test altyapısı ise boşaltma tip test altyapılarıdır. Boşaltma tip tünellerde hava basınçlı olarak tüplerde veya tanklarda 200-250 bar aralığında depolanmaktadır. Bu tarz test altyapılarının şematik gösterimi Şekil 1.2 ile verilmektedir. Hava yüksek basınçlı tanktan çıktıktan sonra bir basınç regülatörü veya basınç düşürücü vana vasıtasıyla dinlenme tankına gelir. Basıncın kaçta düşürüleceği tamamen testin koşullarına bağlıdır. Japonya NAL-KRC test altyapısında vana ile düşürülen basınç değeri 100 bar’a kadar çıkmaktadır ve bu şartta 6,7 Mach test yapılabilmektedir. Yine bu şart için toplam sıcaklık değeri 2600 K’dir [4]. Güney Kore’de bulunan SETF (Scramjet Engine Test Facility) test altyapısında ise toplam basınç 30 bar mertebelerine kadar çıkabilmektedir [5]. Bu basıncı, istenilen Mach sayısı ve hangi irtifa koşulu için test yapıldığı belirlemektedir. Dinlenme tankının amacı akışın hızını düşürüp akışı normalize etmek ve akıştaki düzensizlikleri azaltmaktır. Aynı amaçla dinlenme tankından sonra akış doğrultucular ve petekler kullanılmaktadır. Bu noktadan sonra düzensizlikleri giderilmiş akış lüleye girer ve çıkışta istenilen hıza yükseltilir ve çıkışta statik basıncı düşürülmüş olur. Lüleden çıkan akış numunenin yerleştirildiği test odasına girer ve test gerçekleştirilir. Daha sonra ise difüzörde akış yavaşlayarak ilerleyen paragraflarda detayları verilecek irtifa benzetimi için tasarlanmış bölgeye gelir ve ardından atmosfere atılır.



Şekil 1.2. Boşaltma tip test altyapıları

Boşaltma tip test altyapılarının sürekli tip rüzgâr tünellerine göre artıları ve eksileri bulunmaktadır. Boşaltma tip test altyapılarında hava basınçlı olarak depolandığından dolayı test toplam basıncının yüksek olması gereken şartlarda önemli bir avantaj sağlamaktadır. Çünkü rüzgâr tünellerinde fan ile SETF’de olduğu gibi 30 bar seviyelerinde yüksek basınçlara çıkmak mümkün değildir. Bir diğer avantaj ise test numunesine beslenecek hava debisinde sınırlı olmamasıdır. Debinin sınırı, havanın basınçlı olarak depolandığı hacimdir ve bu hacim ne kadar büyük olursa test debisi de aynı şekilde artmaktadır. Boşaltma tip test altyapılarını avantajlı kılan önemli bir özellik ise toplam sıcaklığa ulaşmanın sürekli tip tünellere göre daha kolay olmasıdır. Rüzgâr tünelleri altyapı gereği sıcaklık yükünü taşıyacak vasıfta değildirler fakat boşaltma tip tünellerde bu sıcaklıklara brülör veya delikli tuğlalarda depolanmış sıcaklığın havaya aktarılması yoluyla ulaşılabilmektedir. Rüzgâr tünelleri yapı gereği düşük basınç testlerinin yapılmasına uygun değildirler. Test numunesi arkasına yerleştirilen fanlarla az da olsa vakum sağlanabilir olsa da boşaltma tip test altyapılarında kullanılan irtifa benzetim yöntemleri kadar etkin değildir. Boşaltma tip test altyapılarının eksi yönü ise hava depolandığı için havanın kullanılmasıyla birlikte depolanmış hava miktarının gitgide düşmesidir. Bu sebeple test süreleri, sürekli tip rüzgâr tünellerinde olduğu gibi uzun olmamaktadır.

Boşaltma tip test altyapıları, rüzgâr tünellerininin zayıf kaldığı durumları tamamlamak amacıyla tasarlanmıştır. Depolanmış yüksek basınçlı hava, istenilen toplam basınca indirgenerek test numunesine beslenir. Testin yapılış amacına göre uçuş toplam

sıcaklığına yükseltmek için çeşitli hava ısıtma yöntemleri de (brülör, ön ısıtmalı tuğla) uygulanmaktadır.

İrtifa benzetim sistemleri boşaltma tip altyapıların en önemli bileşenlerindedir. Test numunesinin bulunduğu ortamı test sırasında istenilen uçuş irtifası basıncına indirgeyerek test numunesinin irtifadaki yetenekleri de yer testlerinde modellenilebilir olmaktadır. Dünya genelindeki test altyapılarında vakumlama işlemi vakum pompası, vakum küresi ve ejektörler olmak üzere üç farklı şekilde yapılmaktadır.

Vakum pompaları test altyapılarında irtifa benzetimi için kullanılan en basit yöntemdir. Sadece düşük test debilerinin vakumlanabildiği bu yöntem günümüz altyapılarında yerini diğer yöntemlere bırakmaktadır. Vakum küreleri, test sırasında aktif bir şekilde çalışmayıp testten belirli bir süre önce büyük boyutlarda bir kürenin (Örn. NASA Langley’de küre çapı 40 m) vakuma çekilmesi ve test esnasında bu kürenin test odasıyla irtibatının kurulması prensibiyle çalışmaktadır. Bu yöntemde vakum küresinin boyutları test debisine ve test süresine bağlıdır.

Ejektörler ise dünya genelindeki test altyapılarında en çok kullanılan vakumlama yöntemidir. Havacılık, iklimlendirme ve kimya endüstrileri gibi birçok alanda kullanım yeri olan ejektörler, test altyapılarının en önemli bileşenlerindedir. Bu yöntemde test akışkanı ve ejektör akışkanı çevresi kapalı ucu açık bir hacim içerisinde etkileşim içindedir ve enerjisi yüksek ejektör akışkanı, test akışkanını sürüklemesi prensibiyle çalışmaktadır. Bu mekanik, tezin ilerleyen kısımlarında verilmektedir.

Ejektör hakkındaki çalışmalar 19. yüzyıla kadar dayanmaktadır. O yıllarda soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin havacılık sektöründe kullanılmaya başlanması ise 1940’lı yıllara tekabül etmektedir ve hala araştırma konusu olmasının sebebi ise sabit bir boyutlandırmasının olmaması, kullanılan alana özel olarak geliştirilme gereksinimi duyulmasıdır.

Ejektörler, farklı ülkelerde farklı zamanlarda havacılık sanayi üzerinde kullanılmaya başlanmıştır. Bu alandaki temelleri 1940’lı yıllarda ABD’de atılan ejektörlerin kullanım yöntemi soğutma amacıyla kullanılanlarla aynıdır. Avrupa ve Japonya’da kullanıma başlanması 20. yüzyılın son çeyreğindedir. Güney Kore’de ise 2000’li

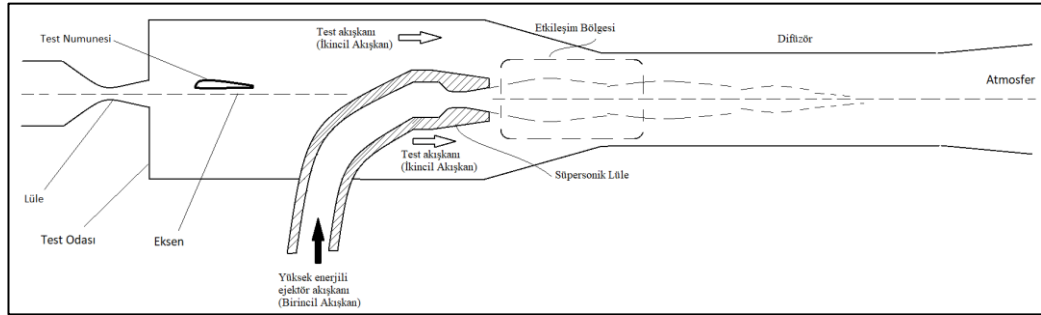


yılların başında etkin biçimde kullanılmaya başlanmıştır. Süregelen çalışmalarla beraber test esnasında irtifa benzetiminin başlatılma rutini de geliştirilmiştir [4, 6-8]. Ejektörler lüle konumlandırılmalarına, kademe sayısına, kullandığı akışkanlara ve lüle çeşitlerine göre değişiklik göstermektedir.

Bu tez kapsamında, havacılık sektörü test altyapılarında kullanılan irtifa benzetim yöntemlerinden ejektörün tasarımı yapılacaktır.

### 1.1. Ejektörün Çalışma Prensibi

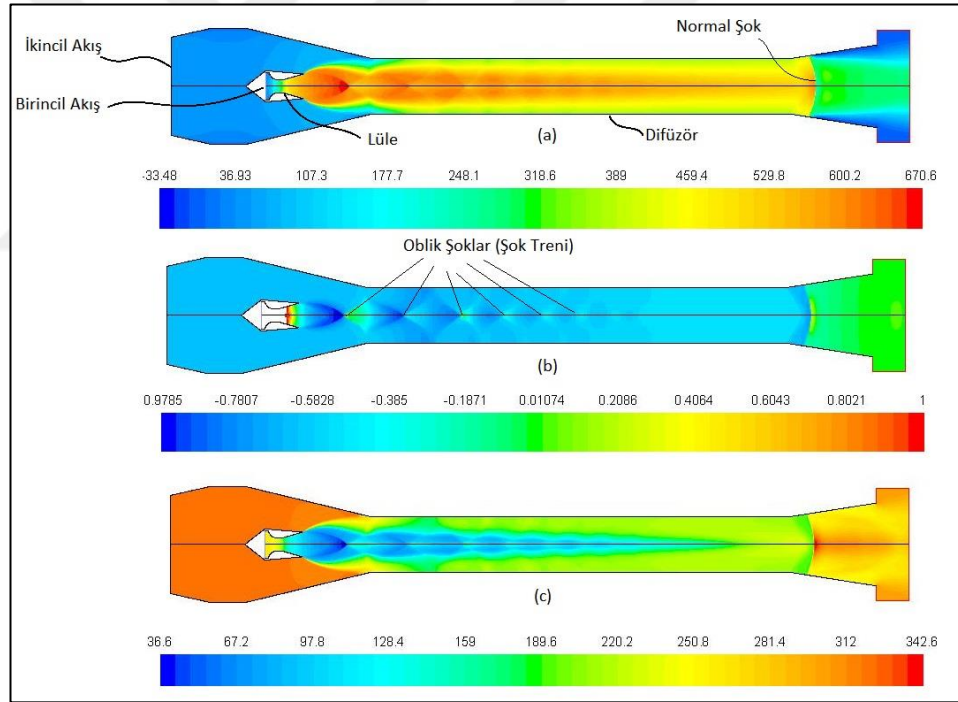
Ejektörler bünyelerinde döner/hareketli bir parça bulundurmamasından dolayı uzun ömürlüdürler ve vakum pompalarına göreceli olarak az tamir gerektirirler. Temsili görüntüsü Şekil 1.3 ile verilen bu yapılarda, vakumlanmak istenen hava test odasından gelmektedir. Yüksek enerjili akışkanın lüle çıkışında basıncı düşer ve test odasından gelen akışkan (ikincil akışkan) bu basıncın düşmesiyle lüle çıkışına yönelir. Daha sonra birincil akışkan, vakumlanmak istenilen ikincil akışkanı birbirleriyle etkileştikleri bölgeden ötelemeye zorlar ve ejektör çıkışına doğru sürükler. Sesüstü lüle boğazında boğulan, lüleden yüksek hızda çıkan ve statik basıncı düşen birincil akışkan etkileşim bölgesinde ikincil akışkan ile temas ettiği yüzeylerden ikincil akışkanı momentum transferi ile ivmelendirir.



Şekil 1.3. İrtifa benzetim sistemi içerisinde ejektör şematığı

Lüleden çıkan akışkanın hızı ve debisi, ikincil akışkan basıncını doğrudan etkilemektedir. Ejektör lülesindeki süpersonik akıştan kaynaklı şok dalgalarının geometri üzerindeki konumları da yine ikincil akışkan basıncını etkilemektedir. Etkileşim bölgesinden itibaren karışmaya başlayan bu iki akış bir de difüzörde boğulduktan sonra oblik şok dalgalarındaki tersinmezliklerden dolayı birincil akış

toplam basıncı lüle giriş şartına göre düşer, yavaşlar ve konik bir parça ile atmosfere atılır. İlerleyen kısımlarda detayları anlatılacağı üzere karışım akışının difüzörde boğulması önemlidir. Karışım akışının boğulduğu en büyük çapta azami performans elde edilir ve karışım boğulduktan sonra ejektör karşı basıncının azalması performansı daha fazla artırmamaktadır. Karışım akışı difüzörde sesüstü hızdayken tersinmezliklerden dolayı giderek toplam basıncını kaybeder ve normal şok oturduktan sonra akış sesaltı hızlara düşer ve adyabatik akışta korunan toplam sıcaklıktan dolayı normal şok sonrası statik sıcaklık tekrardan yükselir. Lüleden çıkan akış ejektör merkezinde viskoz olmayan akış gibi hareket ederken iki akışın etkileşim bölgesinde yüksek kayma gerilmeli bir hale gelir ve türbülans kinetik enerjisi çok yüksektir. Örnek olması açısından ejektör hacmi içerisindeki hız, basınç ve sıcaklık konturları Şekil 1.4 ile verilmektedir.



Şekil 1.4. Sesüstü ejektör içerisindeki konturlar a) Hız (m/s), b) Statik basınç (barg), c) Statik sıcaklık (K)

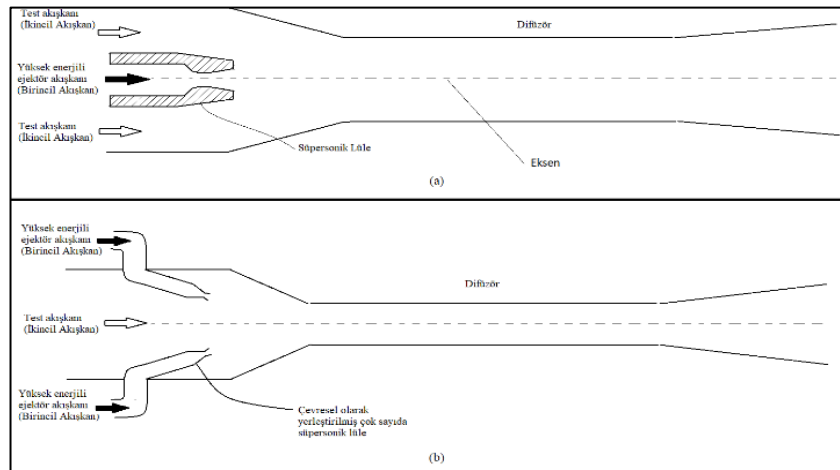
## 1.2. Ejektör Çeşitleri

Ejektörler lüle konumlandırmalarına göre, kademe sayılarına göre ve seri-paralel çalışmalarına göre çeşitlilik göstermektedir. Çalışma şartları, istenilen basınç

değerleri, modülarite gibi sebeplerden dolayı ejektörlerin geometrileri değişebilmektedir.

### 1.2.1. Ejektör lüle konumlandırma çeşitleri

1940'lı yılları takip eden yıllarda test altyapılarının sayısının artmasıyla beraber ejektör çalışmaları hız kazanmıştır. İki akışkan arasındaki etkileşim alanının artırılması amacıyla yüksek hızlı ejektör akışkanı merkezden tek bir lüleden değil, çevresel olarak yayılmış birçok lüleden beslenmesi fikri çalışılmıştır. Anüler yöntem olarak adlandırılan bu yöntem ile seri tip ejektör konumlandırılmasının geometrik olarak gösterimi Şekil 1.5 ile verilmektedir. Anüler tip yöntemi ile birlikte ikincil akışkan sürüklenme oranı (ikincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı) artışı sağlanmakla birlikte farklı irtifa benzetimleri için farklı sayılarda lüle kullanılarak daha geniş bir vakum değeri aralığında çalışılma imkânı sağlanmıştır. Merkezden tek ve aynı lüleyi kullanan test altyapılarında ise istenilen vakum değeri, lüle besleme basıncı değiştirilerek elde edilmektedir [9,10]. Ejektör seri tip veya anüler tip olsun etkileşim bölgesinden sonra karışım akışı difüzöre girecektir ve sesüstü akış her iki tipte de sesaltına düşecektir. Aradaki tek fark çoklu lüle yöntemiyle iki akış arasındaki etkileşim bölgesinin artmasıdır.



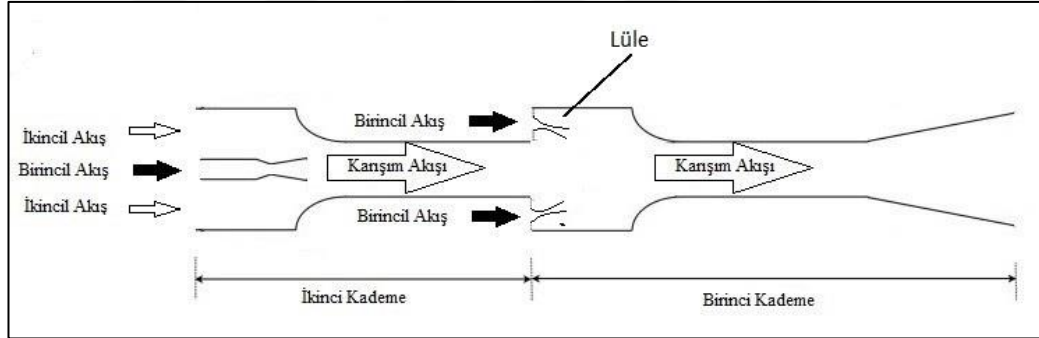
Şekil 1.5. Ejektör lüle konumlandırması a) Seri tip, b) Anüler tip

### 1.2.2. Kademe sayısına göre ejektörler

Ejektörler istenilen vakum değerine göre tek kademe veya çok kademe olarak yapılabilmektedir. Kademe sayısını belirleyen şey beslenilebilen birincil akışkanın

kapasitesi (debisi, basıncı ve sıcaklığı), ikincil akışkan debisi ve istenilen vakum değeridir.

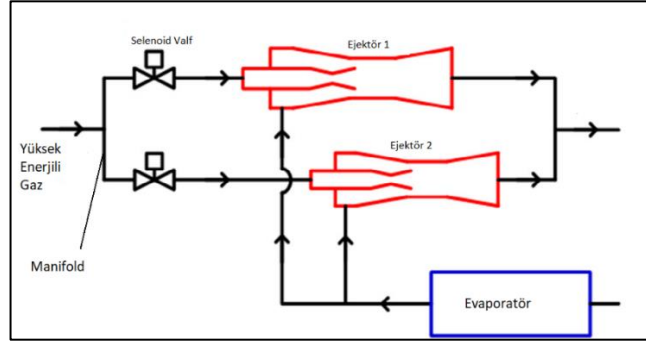
Ejektörlerin, debilere bağlı olarak vakumlayabileceği belirli bir sınır bulunmaktadır. Özellikle yüksek irtifa testlerinin gerçekleştirilebilmesi için ejektörler tek kademeliden ziyade çok kademeli bir yapıda tercih edilirler. Peş peşe konumlandırılan bu tarz ejektörler lüle konumlandırılmasına göre seri-anüler, seri-seri veya anüler-anüler olabilmektedir. Birinci kademe ejektör atmosfer seviyesinden belirli bir basınca indirger ve ikinci kademe ejektör ise halihazırda düşük olan basıncı daha da düşük mertebelere indirger. Temsili çift kademe ejektör sistemi Şekil 1.6 ile verilmektedir. Bu tarz sistemler genellikle hipersonik test altyapılarında görülmektedir. Japonya’da bulunan NAL-KRC test altyapısında hipersonik altyapı kurulmadan önce 20 km irtifası için 0.12 bar atmosfer şartı tek kademe ejektör ile sağlanabilirken 35 km irtifası için test altyapısında değişikliğe gidildiğinde 0,016 bar atmosfer şartı artık tek kademe ile sağlanamamış ve iki kademeli ejektöre geçiş yapılmıştır [4].



Şekil 1.6.Çift kademeli ejektör şematığı

Çift kademe ejektör kullanımını yerine kimi yerlerde paralel iki ejektör kullanımı da daha düşük vakumlara inmeye olanak sağlamaktadır. Bu tarz ejektörler, akışı paralel iki hatta bölerek her bir ejektörün yükünü azaltmaktadır. Benzer olarak ejektör boyutlarını küçültmek için de paralel ejektör yöntemine başvurulmaktadır. Bu tarz sistemlere örnek teşkil edecek resim Şekil 1.7 ile verilmektedir [11,12]. Basıncı ve enerjisi yüksek gaz ortak manifolda gelir ve bu manifolddan iki hatta ayrılır her hat

üzerinde açma-kapama işi gören selenoid valften geçerek sesüstü lüleye gelir ve hızlanır. Evaporatörden gelen ikincil akışkanın ise basıncı düşürülmüş olur.



Şekil 1.7. Paralel ejektör şematığı [11]

Test altyapılarında hava ve buhar olmak üzere iki çeşit birincil akışkan kullanılabilir. Havanın basınçlı olarak depolanabilmesi, eldesinin kolay olması ve soğuk olarak da kullanılabilir oluşu daha sık kullanılmasına yol açmıştır [9,13]. Özellikle yüksek debiler düşünüldüğünde birincil akışkan olarak buhar, ısıtılması fazla enerji istediğinden kötü bir alternatif olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte bazı test altyapılarında başka bir işlemin çıktısı olarak buhar bulunabilmektedir. Bu yerlerde ejektörler buhar-hava olarak çalışabilmektedir [14].

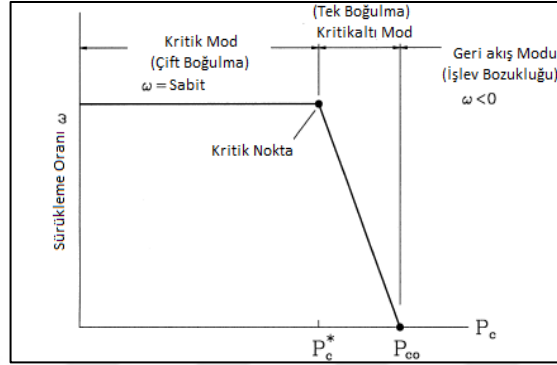
### 1.3. Ejektör Elemanları

Ejektörler temel olarak birincil akışkanın geçtiği lüle, emiş bölgesi, difüzör ve bu parçaların birbirine bağlantılarından oluşur.

#### 1.3.1. Lüleler

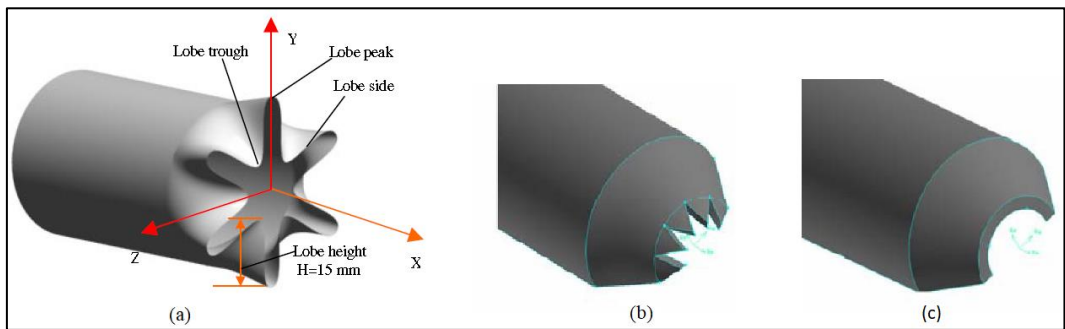
Ejektör lüleleri sesaltı veya sesüstü hızlarda olabilmektedir. Sabit birincil ve ikincil akışkan debisi için sesaltı lüleli ejektör, sesüstü lüleli ejektöre göre daha verimsizdir. Huang ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada hem birincil akışkanın lüle boğazında boğulması hem de birincil ve ikincil akışkan karışımının ivmelendikten sonra difüzörde boğulması ile en iyi performansın elde edileceğini ortaya koymuştur [15]. Bu tip ejektörlere çift boğulmalı (Double choking) ejektörler denmektedir. Çift ve tek boğulmalı ejektörlerin genel performans grafiği Şekil 1.8 ile verilmektedir. Bu grafikte yatay eksenle verilen basınç ejektör çıkışı karşı basıncı göstermektedir. Karşı basınç

arttıkça ejektörden içeri ters akış olmaktadır. Karşı basınç değeri azalmaya başladığında ejektörden dışarı akış başlar fakat sadece birincil akış boğulmaktadır. Karşı basınç değeri iyice azaldığındaysa karışım akışı da boğulur ve bu kritik noktadan sonra karşı basınç azalsa da difüzörde karışım akışına normal şokun oturmasından dolayı akış boğulacak ve sürüklenme miktarı değişmeyecektir.



Şekil 1.8. Çift ve tek boğulmalı ejektörlerin genel performans grafiği [11]

İki akışkan arasındaki etkileşim yüzeyinin artırılması amacıyla ejektör lüleleri üzerinde iyileştirilme çalışmaları yapılmıştır. Lüleler klasik yakınsak veya yakınsak-ıraksak lüle olmaktan çıkıp, çıkış ağzı üzerinde geometrik değişiklikler yapılmıştır. Şekil 1.9 ile Loblu ve Zigzaklı lüle tasarımları verilmektedir [16,17]. Burada amaç iki akışkan arası etkileşim alanını artırmaktır. Fan Shi Kong ve arkadaşlarının [17] yaptığı çalışmada 10 zigzaklı (İng. Chevron) sesaltı lülenin, çıkış çapı aynı olan klasik yakınsak bir lüleye göre sürüklenme oranının %14,8 daha yüksek olduğu görülmüştür.

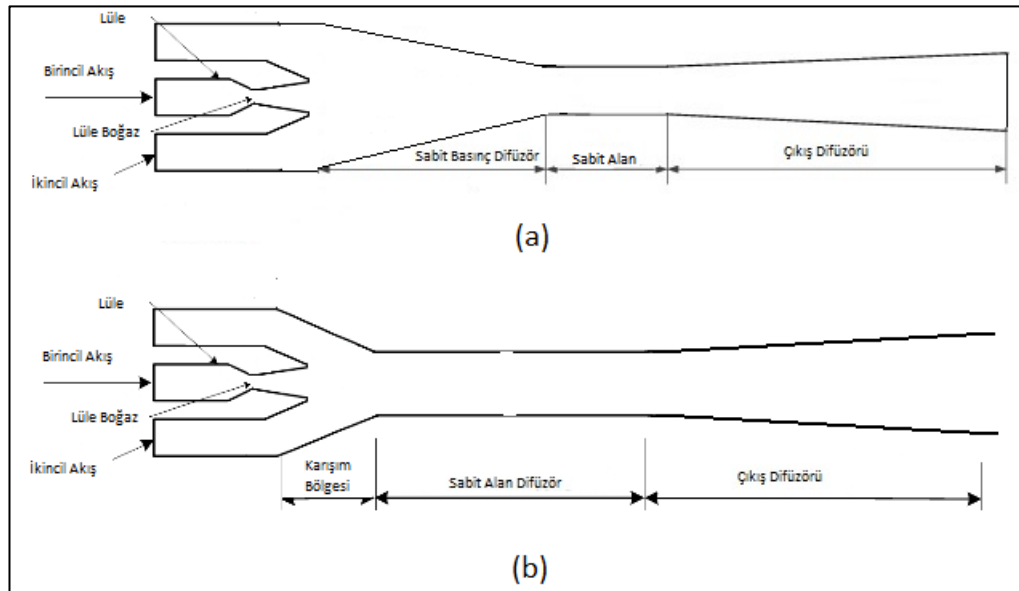


Şekil 1.9. Farklı lüle tasarımları, a) Loblu, b) Zigzaklı, c) Klasik yakınsak [12,13]

### 1.3.2. Difüzörler

İki çeşit difüzör tipi bulunmaktadır. Bunlardan birincisi ve tez kapsamında kullanılacak olan sabit alan difüzördür. Sabit alan difüzörde lüleden sonra karışım odasına bağlantı kısa bir şekilde tamamlanmakta ve difüzör borusu uzunluğunca sabit çapta devam etmektedir. Karışım hücresi yakınsama açısı sabit basınç difüzöre göre daha yüksek olabilmektedir. Karışım akışı sabit alan difüzörde yavaşlar bu esnada birincil akışın basıncı düşerken ikincil akışın basıncı, giriş bölgesine göre yükselir. Eğer birincil akış sesüstü hızdaysa difüzörde sesaltına düşecektir. Hızın yavaşlamasıyla birlik iki akışın karışımı hızlanmış olur.

İkinci seçenek olan sabit basınç difüzörde ise gaye iki akışın basınçlarının karışım bölgesinde eşitlenerek difüzöre sokulmasıdır. Giderek daralan çapa sahip olan bu tiplerde sabit alan difüzöre göre kısa bir difüzör boğazı bulunmaktadır. Sabit basınç difüzörlerde çalışma aralığı kısıtlıdır. Daha çok tek tasarım noktası olan uygulamalarda kullanılmaktadır. Tasarım dışı birincil akış basınç koşullarında performans doğrusal olmayan şekilde düşmektedir. İki difüzör tipinin şematik gösterimi Şekil 1.10 ile verilmektedir.



Şekil 1.10. Sabit basınç difüzör (a) ve sabit alan difüzör (b)

#### 1.4. Literatür Çalışmaları

Ejektörler üzerine yapılan geometrik çalışmalarda birçok değişken üzerinde çalışılma fırsatı bulunmuştur. Lüle çıkış pozisyonu, difüzör çapları, difüzör uzunluğu, karışım bölgesi yakınsama açıları, lüle genişleme açıları, ikincil akış için karışım öncesi çap ve anüler ejektörler için lüle konumlandırması gibi geometrik değişkenler gerek deneysel yöntemlerle gerekse sayısal yöntemlerle incelendiği görülmüştür.

Zhu ve arkadaşlarının [18] yaptığı çalışmada lüle çıkış konumu ve karışım bölgesi yakınsama açısı değişken olarak incelenmiştir. Optimum lüle çıkış konumu uzaklığı, difüzör çapının 1,7-3,4 kat arasında olduğu şartlarda ejektör performansı en iyi sonuçları vermiştir. Karışım bölgesi yakınsama açısının ise en iyi değerinin  $1,45^\circ$  olduğu ortaya çıkmıştır ve lüle çıkış konumu ne kadar difüzöre yakın olursa o kadar küçük yakınsama açısı kullanılması gerektiği vurgulanmıştır.

Liju Su [19] çalışmasında en iyi sürüklenme performansı için karışım hücresi duvarlarını bir genetik algoritma kodu ile optimize etmeye çalışmıştır. Karışım bölgesi performansının farklı difüzör çapları için araştırıldığı bu çalışmada sürüklenme oranında %2,314 ile %2,485 arasında bir iyileştirme gerçekleştirilmiştir.

Difüzör uzunluğunun ejektör performansına etkisi karışım akışının boğulması ile alakalıdır. Yeteri kadar uzun olmayan lülelerde karışım akışı boğulmamakta ve ikincil akış sesaltı hızlarda kalmaktadır. Bu durumda ejektör performansında ciddi bir azalma meydana gelmektedir.

Nümerik yöntemlerle yapılan ejektör çalışmalarının güvenilirliğinin artırılması amacıyla farklı türbülans modelleri deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Özellikle sesüstü akışın getirdiği kompleks durumlar (basınç ve sıcaklıkta ani ve yüksek değişim, etkileşim bölgesinde yüksek kayma gerilmesi) türbülans modeline bağlı olarak ciddi değişiklikler göstermektedir. Sesüstü akıştan kaynaklı şok dalgalarının büyüklüğü ve konumu bu değişikliklerin en önemlileridir.

Bartosiewicz ve arkadaşlarının [20] yaptığı çalışmada 5 atm birincil akış basıncında, 300 K giriş sıcaklığında ve %5 giriş türbülans yoğunluğunda (intensity) standart k- $\epsilon$ , RNG (Renormalization Group) k- $\epsilon$ , standart k- $\omega$ , SST (Shear Stress Transport) k- $\omega$  ve



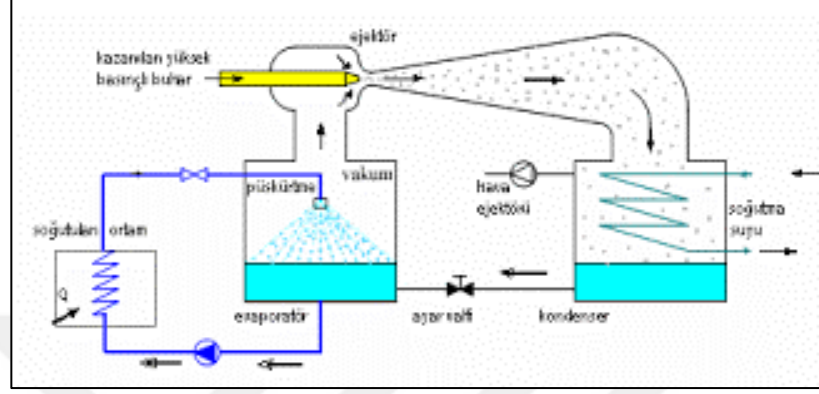
RSM (Reynolds Stress Model) türbülans modelleri deneysel verilerle karşılaştırılmış ve bu türbülans modelleri arasında şok dalgalarının konumunu ve büyüklüklerini en doğru hesaplayan türbülans modelinin SST k- $\omega$  olduğunu göstermiştir. k- $\epsilon$  türbülans modellerinin şok dalgalarının konumlarını hesaplamakta SST k- $\omega$ 'ya göre fazla hatalı kaldığı görülmüştür. Standart k- $\omega$  modeli, SST k- $\omega$ 'ya göre şok dalgalarındaki basınç gradyenlerini daha yüksek bulmuştur. RSM modeli de deneyler ile yakın sonuçlar vermesine karşın, bilgisayar işlemci süresini artırdığı için çalışmalarda üzerine gidilmediği görülmüştür. Hemidi ve arkadaşlarının [21] yaptığı çalışmada ise k- $\epsilon$  ve SST k- $\omega$  türbülans modelleri karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine yakın olmasına karşın SST k- $\omega$  modelinin tasarım dışı noktalarda da (tasarlanan geometri ile yapılmış hesaplamalar dışındaki farklı basınç ve sıcaklıklarda çalışma) iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Aissa'nın [22] yaptığı deneysel çalışmada sesüstü lüle çıkış çapının difüzör çıkış çapına oranı 0,346 ve difüzör uzunluğunun difüzör çapına oranı 10,31 olduğu şartlarda yürütülmüştür. Bu çalışmada birincil akış basıncının ikincil akış basıncına oranı 3-7 olduğu şartlarda ve lülenin difüzöre uzaklığının difüzör çapına olan oranı -0,4'den 0,8'e (lülenin difüzörün içine girdiği şartlar negatif olarak belirtilmiş) olduğu şartlarda yürütülmüştür. Birincil akış basıncının ikincil akış basıncına oranı arttıkça sürüklenme oranının düştüğü görülmüştür. Artan birincil akış basıncıyla birincil akış debisi de arttığından sabit çaptaki difüzör dar gelmeye başlamıştır. Lüle difüzör uzaklığının difüzör çapına oranı 0,25 olduğu şartlarda tüm basınç oranları için (3 hariç) sürüklenme en üst seviyededir. Basınç oranının 3 olduğu şartta en iyi sürüklenme oranı lüle çıkış konumunun difüzörün tam başlangıç noktasında olduğu konumda görülmüştür.

### **1.5. Ejektörlerin Farklı Alanlarda Kullanımı**

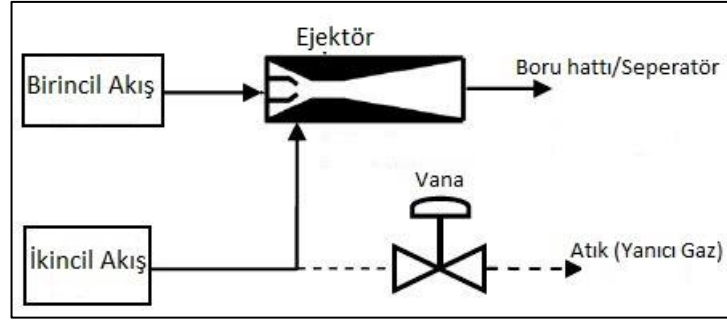
Ejektörler boşaltma tip test altyapıları dışında birçok alanda faaliyet göstermektedir. Bunların başında jet-buhar soğutma sistemleri gelmektedir. Örnek şematigi Şekil 1.11 ile verilen bu sistemlerde birincil akışkan olarak genellikle buhar kullanılmaktadır. İçerisinde soğutucu olarak kullanılacak su olan haznenin basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı düşer ve bu su bir pompa vasıtasıyla soğutulmak istenilen bölgeye gönderilir. Soğutulmak istenilen bölgede ısı transferiyle tekrar ısınan ve basınçlanan su vakum

altındaki kaba püskürtülür. Püskürtülme sebebi yüzey alanı artırıp buharlaşmayı kolaylaştırmaktır. Ejektörden çıkan karışım su kondenserden geçirilerek tekrardan sıvı faza geçirilir. Vakum altındaki su haznesinde sıvı seviyesinin düşmesiyle birlikte kondenser ile arasında bulunan vana açılarak sıvı seviyesi tekrardan yükseltilir [23].



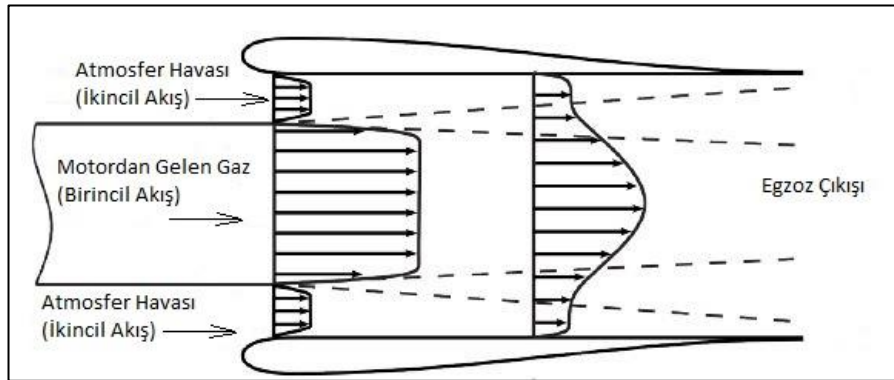
Şekil 1.11. Jet buhar soğutma sistemi şematığı

Rafineriler, gazdan sıvıya yöntemiyle gaz haldeki atık yanıcı gazı doğrudan ya da dizel yakıtla satılan değerli yakıt yağlarına dönüştürürler. Bu sistemde birincil akışkan olarak sıvı (genellikle su) kullanılmaktadır. Şematığı Şekil 1.12 ile verilen bu sistemde yakınsak lüleden geçen sıvının kinetik enerjisi yükselirken statik basıncı düşer ve lüle çıkışında düşük basınç bölgesi oluşur. Bu basıncın düşmesiyle birlikte ikincil akışkan olan atık yanıcı gaz ejektörün içine doğru ilerler. Burada iki akışkan birbiriyle karışmaya başlar, momentum ve enerji transferi ile birincil akışkan yavaşlarken ikinci akışkan hızlanır. Ejektör boğazında karışım akışının basıncı tekrardan yükselmeye başlar. Difüzörde gitgide yavaşlayan akış ile basınç daha da artar ve ikincil akışkan basıncı ilk şartına göre yükselmiş olur. Bunun tam tersi olarak birincil akışkanın son basıncı, ilk basıncına göre daha düşüktür. Eğer karışım akışının son basıncı boru hattına veya seperatöre aktarım için yeterli değilse bir kademe daha ejektör kullanılarak ikincil akışkan basıncı daha da yükseltilir. Birinci ejektörden çıkan karışım akışı, ikinci ejektörün ikincil akışkanı olur. Seperatörde değerli yağ sudan ayrıştırılır [24,25,26].

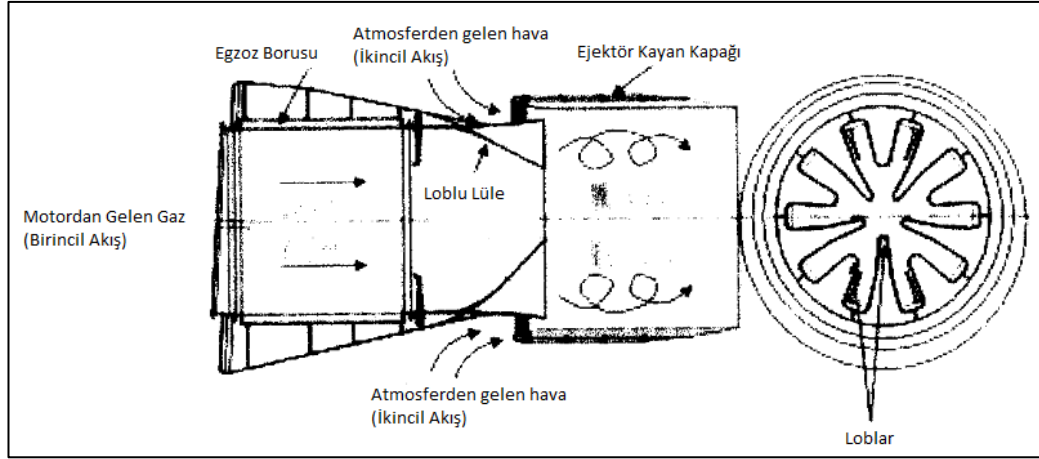


Şekil 1.12. Rafinerilerde atık gaz geri dönüşümü [24]

Ejektörlerin havacılık sektöründeki bir diğer kullanım alanı, turbo jet motorlarda yardımcı itki artışı sağlamasıdır. Önemli miktarda itki artışı sağlayan bu sistemde motordan çıkan sıcak yanma sonu gazları girintili çıkıntılı bir lüleden çıkar ve çıkış düzlemindeki atmosferden hava sürükler. Kayan bir mekanizma ile motor çıkışına bağlanmış ejektör kapağı özellikle uçağın kalkışı sırasında itkiyi artırmak için kullanılır. Lüle çıkışında statik basınç düşüğünden atmosfer havası buraya sürüklenir ve egzoz gazı tarafından itilir. Uçağın itkisi motor çıkışındaki debi ile doğru orantılı olmasından dolayı sürüklenen hava miktarıyla birlikte itki artışı sağlanmış olur. Karışım gazının son hızı, egzoz çıkış hızından düşük de olsa debi artışı baskın geldiğinden dolayı %4'lük bir itki artışı sağlanmış olur [27]. Girintili çıkıntılı lülenin amacı iki akış arasındaki etkileşim yüzey alanını artırmaktır [28,29]. Turbojet motorlardaki bu durumun şematigi Şekil 1.13 ve Şekil 1.14 ile verilmektedir.



Şekil 1.13. Turbojet motorlarda ejektör kullanımını 1 [27]



Şekil 1.14. Turbojet motorlarda ejektör kullanımı 2 [29]

Tekstil endüstrisinde mercerize kumaş işlemi sürecinde ejektörler görev almaktadır. Mercerizasyon işlemi sırasında pamuklu kumaşın son işleminde yüklü miktarda alkali çözelti ortaya çıkmaktadır. Bu çözelti ejektörler ile geri kazanılabilmektedir. Alkali çözeltilerin geri kazanımı ile ejektörler çevre korumasına katkı sağlamaktadır. Tekstil endüstrisindeki bir diğer kullanım alanı ise ıslak toplamamanın azaltılmasıdır. Islak ürünlerin olduğu bölge ejektör vasıtasıyla vakuma alınır. Vakuma alınan bölgede düşen basınç ile birlikte suyun buharlaşması da kolaylaştırılır ve ürünlerin kuruma süresi düşürülerek zamandan tasarruf sağlanır [30].

## 1.6. Kapsam ve Amaç

Literatür araştırmalarında görüldüğü üzere ejektörler kullanım alanlarına göre çok farklı boyutlarda ve değişik geometrilere olabilmektedir. Vakumlanmak istenen debiye ve vakum basıncına bağlı olarak değişen bu boyutlar, deneysel ortamlarda kullanılan 20 mm difüzör boyundan test altyapılarında kullanılan 10 m'ye kadar çıkabilen difüzör boylarında olabilmektedir. Özellikle havacılık sektörü test altyapılarında diğer sektörlerle göre çok daha yüksek debiler söz konusu olduğundan her altyapı için farklı ejektör tasarlanmaktadır.

Tezin kapsamında ikincil akışkan vakum gereksinimi olan 0,2 bar(a) basınca, sürüklenme oranının (ikincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı) 0,23 olduğu şartta erişmek için gerekli geometri belirlenmiştir. Bu şartlar sağlanırken birincil akışkan sıcaklığı 260 K (-13 °C) ve ikincil akışkan sıcaklığı 320 K'dir (47 °C).

Gereksinimi sağlayan geometri belirlenirken difüzör çapı, difüzör uzunluğu, lüle çıkış çapı ve lüle çıkış konumu değişken olarak incelenmiştir. Bunların dışındaki geometri literatür çalışmalarındaki değerler ile sabit tutulmuştur.

0,2 bar vakuma dūřürebilen geometri bulunduktan sonra birincil akıştaki debi, sıcaklık ve basınç değişimlerine karşılık olarak ikincil akış basıncının tepkisi incelenmiştir. Bununla birlikte ikincil akışkan debisi ve sıcaklığı değiştiği durumdaki basınç etkisi de incelenmiştir. Hesaplamalara başlanmadan önce bir doğrulama çalışması yapılmıştır.



## 2. YÖNTEM VE HESAPLAMALAR

Tezin bu bölümünde ilk olarak ejektörün bir boyutlu ve iki boyutlu analizleri verilmiştir. Daha sonra ejektör sayısal modeli (geometri, ağ yapısı ve sınır koşulları) anlatılmıştır. Son olarak hesaplamalara başlamadan önce literatür çalışmalarında görülen uygun bir geometri ile doğrulama çalışmasının detayları aktarılmıştır.

### 2.1. Bir Boyutlu Analiz

İdeal bir gaz için bulunduğu ortamdaki sesin yayılma hızına ses hızı denir ve Denklem 2.1 ile hesaplanır.

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.1)$$

Akışkan hızının bulunduğu ortamdaki ses hızına oranı ise Denklem 2.2 ile gösterilen Mach sayısı olarak tanımlanır.

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (2.2)$$

İdeal bir gaz için yoğunluk Denklem 2.3'de görüldüğü gibi doğrudan basınç ve sıcaklığıyla orantılıdır.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (2.3)$$

Akışın adyabatik olarak hızının sıfıra indirildiği şarta durma noktası veya stegnasyon denir. Bir lüle içerisinde durma halindeki entalpi ( $h_0$ ) ile akışın herhangi bir anındaki entalpi ( $h_1$ ) eşitliği Denklem 2.4 ile verilmektedir. Durma noktasındaki akışın toplam entalpisi hızın sıfır veya çok düşük olmasından dolayı statik entalpisine eşit olmaktadır [31].

$$h_0 = h_1 + \frac{V^2}{2} \quad (2.4)$$

Akışkan ideal gaz kabul edilirse entalpisi, sıcaklığı ile özgül ısısının çarpımına eşit olacağından entalpi eşitliği Denklem 2.5'e dönüşür.

$$T_0 = T_1 + \frac{V^2}{2C_p} \quad (2.5)$$

Statik sıcaklığı ve Mach sayısı bilinen bir akışın toplam sıcaklığı Denklem 2.2 ve Denklem 2.5 denklemlerinden türetilen Denklem 2.6 ile belirlenmektedir.

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad (2.6)$$

İdeal gaz ve izentropik bir proses için  $p/\rho^k$  sabittir. Dolayısıyla lüle akışının herhangi bir noktasındaki basınç-sıcaklık ilişkisi Denklem 2.7 ile verilebilir.

$$\frac{P_0}{P} = \left( \frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.7)$$

Denklem 2.6 Denklem 2.7'de yerine konulursa ortaya Denklem 2.8 eşitliği çıkar ve bu eşitlikle statik basıncı ve Ma sayısı belli olan akışın toplam basıncına ulaşılabilir.

$$\frac{P_0}{P} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.8)$$

Benzer şekilde lülenin herhangi bir noktasındaki yoğunluk Denklem 2.29 ile bulunabilir.

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.9)$$

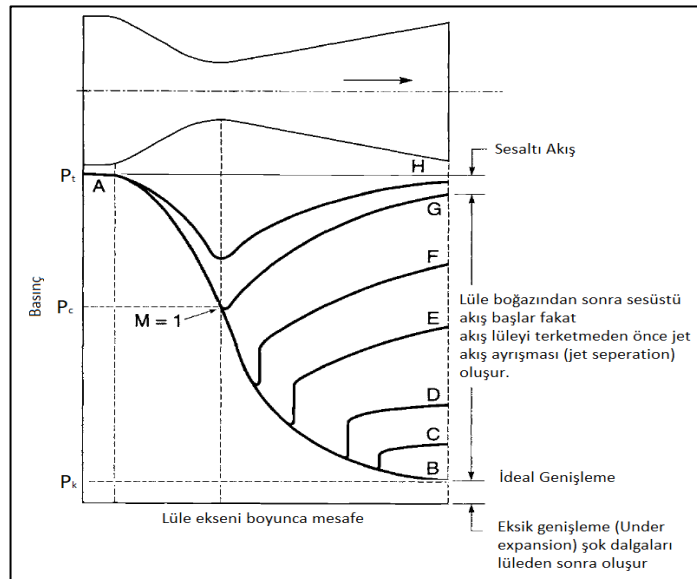
İdeal gaz için kütleli debi Denklem 2.10'da görüldüğü gibi yoğunluk, kesit alanı ve akışın hızı ile doğru orantılıdır.

$$\dot{m} = \rho AV \quad (2.10)$$

Denklem 2.10'da yoğunluk terimi Denklem 2.7, Denklem 2.8 ve Denklem 2.9 ile, hız terimi de Denklem 2.2 ile ilişkilendirildiği zaman lüle içindeki akışın herhangi bir kesitindeki hız Denklem 2.11 ile bulunabilmektedir.

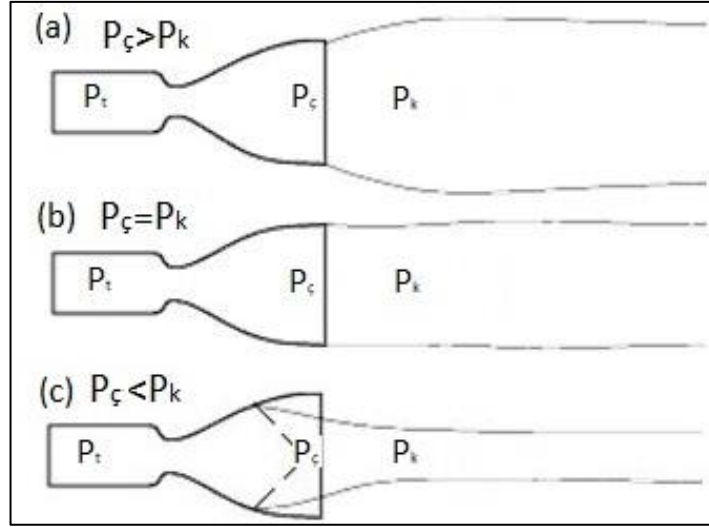
$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{k}{RT_0}} P_0 Ma \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.11)$$

Lüle karşı basıncı ( $P_k$ ) ile lüle çıkış kesitindeki basıncın ( $P_c$ ) birbirine büyüklüğü ile çıkış profilindeki akış belirlenmektedir. Şekil 2.1 ile lüle eksenini boyunca basıncın çıkış profilindeki etkisi verilmiştir. Boğazda kritik basınca ( $P_c$ ) ulaşmamış bir lüle akış boyunca sesaltında kalmaktadır ve H-G çıkış profilinde olacaktır. Lüle çıkışındaki basıncın karşı basınca ( $P_k$ ) eşit olduğu duruma ideal genişleme denilir ve akış lüle kesitinden düz bir şekilde çıkar. Eğer karşı basınç lüle çıkış kesitindeki basınçtan küçük olursa bu duruma eksik genişleme (under expansion) denir ve akış lüleden çıktıktan sonra genişlemeye devam eder. Akış profili ise lüle çıkışından radyal yönde genişler. Son durum ise karşı basıncın lüle çıkış kesitindeki basınçtan fazla olduğu haldir. Bu duruma aşırı genişleme (over expansion) denir ve akış lüle kesitine ulaşmadan genişleme tamamlanmış olur. Bu durumda akış ayrışması (jet separation) görülür ve lüle içerisinde şok dalgası ilerlemeye başlar. Üç durum da Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Lüle çıkış kesitindeki basınç ile karşı basınç büyüklüklerinden kaynaklı çıkış akış profilleri 1





Şekil 2.2. Lüle çıkış kesitindeki basınç ile karşı basınç büyüklüklerinden kaynaklı akış profilleri 2

İdeal gaz kabulü yapılan, sabit bir özgül ısılar oranına sabit gaz için lülenin herhangi bir konumdaki alanının boğaz alanına oranı doğrudan o konumdaki Mach sayısını vermektedir ve bu bağlantı Denklem (2.12) ile verilmiştir. Özgül ısılar oranı sabit bir akışkan için lülenin herhangi bir yerindeki Mach Sayısı sadece o bölgenin lüle boğaz alanına oranı ile bulunabilmektedir.

$$\frac{A_x}{A_{\text{boğaz}}} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{-\left( \frac{k+1}{2(k-1)} \right)} \frac{\left( 1 + \frac{k-1}{2} \text{Ma}_x^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\text{Ma}_x} \quad (2.12)$$

Şok dalgaları genellikle akış yönüne eğimli şekilde bulunurlar. Bu tarz şoklara eğik ya da oblik şok dalgaları denir. Oblik şok dalgaları bir boyutlu gaz dinamiği hesaplamalarıyla kestirilemez. Normal şok dalgaları ise bir boyutlu olarak analiz edilebilir.

Bir normal şok dalgası boyunca şok öncesindeki ( $P_x$ ) ve sonrasındaki ( $P_y$ ) basınç oranı Denklem 2.13 ile bulunur.

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{2k}{k+1} \text{Ma}_x^2 - \frac{k-1}{k+1} \quad (2.13)$$

Şok öncesi sıcaklık ( $T_x$ ) ile sonrasındaki sıcaklık ( $T_y$ ) oranı Denklem 2.14 ile bulunur.

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{\left(1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma_x^2\right) \left(\left(\frac{2k}{k-1}\right) Ma_x^2 - 1\right)}{\frac{(k+1)^2}{2(k-1)} Ma_x^2} \quad (2.14)$$

Normal şok dalgalarının adyabatik fakat izentropik olmamasından dolayı toplam sıcaklık korunurken toplam basınç korunmaz. Şok öncesi ve sonrası toplam basınç oranları Denklem 2.15 ile bulunur.

$$\frac{P_{0y}}{P_{0x}} = \frac{\left(\frac{\left(\frac{k+1}{2}\right) Ma_x^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma_x^2}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{\left(\left(\frac{2k}{k+1}\right) Ma_x^2 \left(\frac{k-1}{k+1}\right)\right)^{\frac{1}{1-k}}} \quad (2.15)$$

## 2.2. İki Boyutlu Analiz

Sıkıştırılabilir akışlarda basınç değişimlerinden kaynaklı yoğunluk değişimi önemli olabilmektedir. Bu nedenle korunum eşitlikleri yazılırken bu yoğunluk değişimi dikkate alınmaktadır. Bu durumlarda eşitliklere fazladan terimler eklemek yerine kütle ortalaması terimleri kullanılmaktadır. Sıkıştırılabilir ve daimî bir akış için kütle korunumu Denklem 2.16 ile verilmektedir [20].

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.16)$$

Momentumun korunumu Denklem 2.17 ile verilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_i u_j = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.17)$$

Reynolds gerilme tensörü genelleştirilmiş Boussinesq yaklaşımıyla sıkıştırılabilir bir akış için Denklem 2.18 dönüşür.

$$\tau_{ij} = \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.18)$$

Viskoz dissipasyonun da eklendiği enerjinin korunumu Denklem 2.19 ile verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} = (u_i (\rho E + P)) = \vec{\nabla} \cdot (\alpha_{\text{eff}} + u_j \tau_{ij}) \quad (2.19)$$

Tez kapsamında kullanılan türbülans modeli Boussinesq yaklaşımına yani eddy viskozitesi kabulüne dayanmaktadır. Reynolds stres tensörü ortalama deformasyon oranı tensörüyle orantılı olmaktadır ve Denklem 2.20 ile eşitlik verilmiştir.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\delta u_i}{\delta x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.20)$$

Ejektör bünyesinde özellikle süpersonik lülede çok yüksek hızlı, yüksek Reynolds sayılı akışlar oluşmaktadır. Lüle boğazında Reynolds sayısı 145000 mertebelerindedir. Bu değer lüle çıkışında 157000 seviyelerine çıkmaktadır. Buna benzer değerler karışım bölgesi ve difüzörde de oluşacağı düşünüldüğünde çözümlerde bu probleme uygun türbülans modeli kullanılmıştır. Kısım 1.4 üzerinde bahsedildiği gibi ejektör hesaplamalarında deneysel verilere en yakın çözümler SST (Shear Stress Transport) k- $\omega$  ve RSM (Reynolds Stress Theorem) ile yakalanmıştır. Altı eşitlik çözen RSM türbülans modeli işlemci olarak SST k- $\omega$ 'ya göre fazla zaman tükettiğinden dolayı SST k- $\omega$  ile hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu model sınır tabakada k- $\omega$  modelini kullanırken free shear flow için k- $\epsilon$  modelini kullanmaktadır. Model 1992 yılında Mentor [26] tarafından geliştirilmiştir. k ve  $\omega$  için eşitlikler Denklem 2.21 ve Denklem 2.22'de gösterilmiştir. Burada  $G_k$  ortalama hız gradyanları ile türbülans kinetik enerji oluşumu,  $G_\omega$   $\omega$ 'nın oluşumu,  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  ise sırasıyla k ve  $\omega$ 'nın kaybolmasını ifade etmektedir.

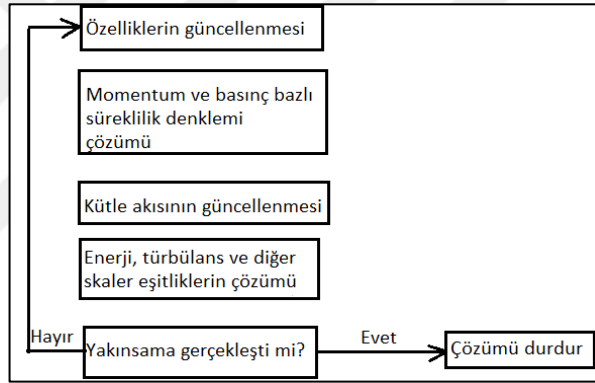
$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (2.22)$$

### 2.3. Sayısal Model

İki boyutlu analizlerin çözümlenmelerinin yapılacağı sayısal modelde önce geometri anlatılmış, değişkenler ve geometride sabit tutulmuş değerler aktarılmıştır. Daha sonra sayısal çözüm ağı yapısı hakkında bilgi verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan sınır şartları ve doğrulama çalışması da bu bölümde verilmiştir.

Hesaplamalarda basınç esaslı eşlenik (coupled) çözücü kullanılmıştır. Bu çözücülerde, momentum ve süreklilik denklemleri birlikte çözülür ve çözülen hücre için kütle akısı güncellenir. Daha sonra aynı hücrede sırasıyla enerji ve türbülans denklemleri çözülür. Yakınsama gerçekleşirse hesaplama sonlandırılır. Çözüm yakınsamaz ise hücre için güncellenmiş bilgiler ile aynı işlem adımları tekrarlanır. Yakınsama sağlanıncaya kadar çözüm devam eder. Şekil 2.3 ile işlem adımları verilmektedir.



Şekil 2.3. Basınç esaslı çözücü işlem adımları

Havanın yoğunluk hariç tüm termofiziksel özellikleri sabit tutulmuştur. Yoğunluk ideal gaz denkleminde elde edilmiştir. Ejektör geometrisi boyunca akış adyabatiktir. Kontrol hacmine cidarlardan herhangi bir şekilde enerji girişi veya çıkışı olmamaktadır. Ejektör içerisindeki yüksek hızlardan dolayı yerçekimi terimleri hesaplamalara dahil edilmemiştir.

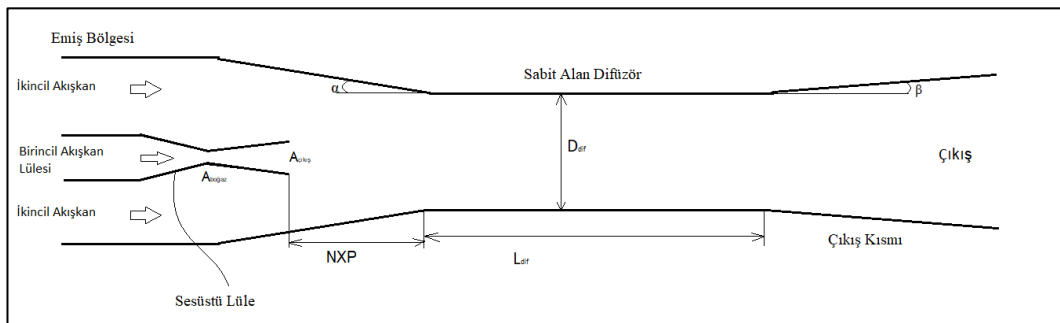
Transport denklemler ikinci mertebeden upwind ile çözdürülüp, hesaplama güvenilirliği artırılmıştır. Hesaplamalar boyunca hedef olarak belirlenen ikincil akışkan basıncının yakınsaması ayrı ekranlarda gözlemlenmiştir. Aynı şekilde çıkış debisinin de durağan olması ayrı bir ekranda incelenmiştir. Tablo 2.1 ile HAD çözücü tercihleri verilmektedir.

Tablo 2.1. HAD çözücü tercihleri

Çözücü	Özellik
Numerik Çözücü	Zamandan bağımsız Daimî (Steady) Çift duyarlılıklı
Viskoz Model	SST k-omega
Basınç-Hız Eşleşmesi	Eşlenik
Yoğunluk	İkinci Dereceden Upwind
Momentum	İkinci Dereceden Upwind
Türbülans Kinetik Enerjisi	İkinci Dereceden Upwind
Türbülans Dağılıma Oranı	İkinci Dereceden Upwind

#### 2.4. Ejektör Geometrisi

Ejektörleri oluşturan parçalar ve geometrik değişkenler Şekil 2.4 ile verilmektedir. Bu parçalardan difüzör yakınsama-ıraksama açıları ( $\alpha$  ve  $\beta$ ), difüzör çapı ( $D_{dif}$ ) ve uzunluğu ( $L_{dif}$ ), lüle geometrisi ve lüle çıkış konumu (NXP) gibi değişkenler literatür çalışmalarında incelenmiştir. Bununla birlikte ejektörlerin işe özel olmalarından dolayı farklı çalışma alanlarında ve farklı çalışma koşulları için özel boyutlandırılmaları veya basınç, debi ve sıcaklık gibi özelliklerinin hesaplanması gerekmektedir.  $\alpha$  ve  $\beta$  açıları tüm geometrilerde literatür çalışmalarında [18] aktarılan  $1,45-4^\circ$  aralığından  $3^\circ$  ile sabit tutulmuştur. Difüzör çapı, difüzör uzunluğu, NXP ve lüle alanlar oranı ise değişken tutulup performansa etkisi incelenmiştir. Çalışmalarda lüle ıraksak kısmı uzunluğu sabit tutulmuştur ve konik formda lüle kullanılmıştır.



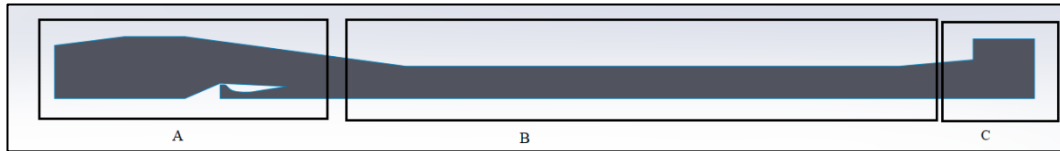
Şekil 2.4. Ejektörü oluşturan parçalar ve geometrik değişkenlerin temsili gösterimi

Tez kapsamında yüksek performanslarından dolayı sesüstü lüle tercih edilecektir. Literatür çalışmalarında aktarıldığı üzere çift boğulma olmayan ejektör performanslarında ciddi bir azalma meydana gelmektedir [15]. Anüler ejektörler gerek aksel simetrik çözüme imkân vermemesinden, üç boyutlu hesaplamalar gerektirmesinden ve bilgisayar işlemci gücünü oldukça artırmasından, gerekse ileride yapılabilecek deneysel çalışmalar sırasında ejektör yerleşiminin vereceği zorluklardan dolayı bu tezde kullanılmayacaktır. Bundan dolayı hesaplamalarda seri tip ejektör kullanılacaktır.

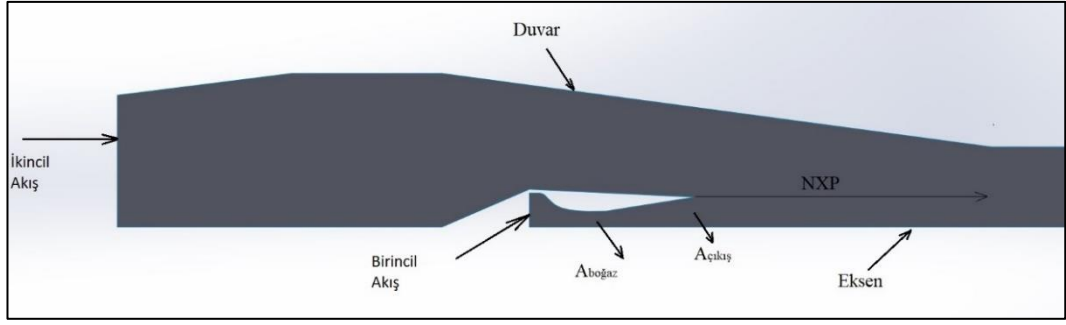
Sabit basınç difüzörler genellikle tek bir çalışma noktası için tasarlandığından dolayı tasarım dışı noktalardaki performansı tatmin edici değerler vermemektedir. Bu sebepten dolayı sabit alan difüzör seçimine gidilmiştir. Sabit alan difüzörler, sabit basınç difüzörlere göre daha geniş bir aralıkta çalışma imkânı sunmaktadır.

#### 2.4.1. Geometri

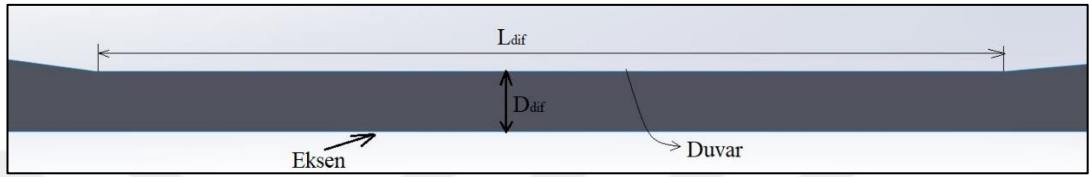
Hesaplamalarda kullanılan geometri Şekil 2.5 ile verilmektedir. Geometrilere düzlemsel yüzey olarak modellenmiştir. Akış hacmi boyunca simetriyi bozan herhangi bir parça olmamasından dolayı geometri aksel simetrik çözüme uygun olarak hazırlanmıştır. Şekil 2.5 ile verilen geometri üzerinde A kesitinin detayları Şekil 2.6, B kesitinin detayları Şekil 2.7 ve C kesitinin detayları Şekil 2.8 ile verilmektedir. Çıkış kesiti olan C’de görüldüğü üzere difüzör çıkış kesitine doğrudan çıkış tanımı verilmeyip, difüzördeki olası akış ayrışmalarından kaynaklı geri akışı da gözlemleyebilmek için daha geniş bir çıkış sınır koşulu tanımlanmıştır.



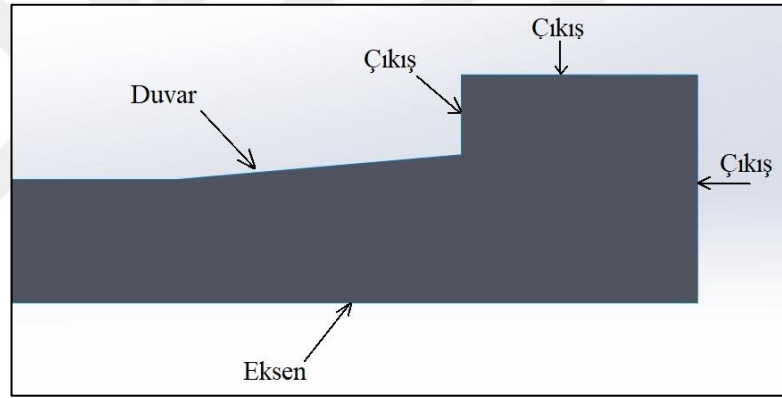
Şekil 2.5. Hesaplamalarda kullanılan geometri



Şekil 2.6. A kesiti



Şekil 2.7. B kesiti



Şekil 2.8. C kesiti

#### 2.4.2. Difüzör çapı ( $D_{dif}$ )

Karışım akışının içinden geçtiği difüzörün çapı, akışkan türlerine, debilerine, basınçlarına ve sıcaklıklarına bağlı olarak değişmektedir. Lülede boğulan birincil akışa bir de ikincil akışın eklendiği ve difüzör boyunca birincil akışın şok dalgalarıyla basıncını kaybettiği düşünülürse difüzör çapının, lüle boğaz çapından büyük olması gerekmektedir. İlk geometri için difüzör çapı, lüle boğaz çapının ( $D_{boğaz}$ ) 4,4 katı alınmış ve karışım akışının boğulup boğulmadığı gözlemlenmiştir. Kısım 1.3.1’de bahsedildiği gibi karışım akışının difüzörde boğulması, ejektör performansını artırıcı bir durumdur. İlk geometri denemesinde karışım akışının boğulmasının üzerine difüzör çapı artırılarak denemeler devam etmiştir ve karışım akışının boğulmadığı

geometride bu değişken daha fazla artırılmamıştır. Difüzör çapının lüle boğaz çapı katları cinsinden değerleri Tablo 2.2 ile verilmektedir.

Tablo 2.2. Difüzör çapı değerleri

Değişken adı	Kısaltma	Lüle boğaz çapı ( $D_{boğaz}$ ) cinsinden değeri
Difüzör Çapı	( $D_{dif}$ )	4,4- 4,8- 5,2- 5,6- 6,0

#### 2.4.3. Difüzör uzunluğu ( $L_{dif}$ )

Difüzör değişkenleri grubundan uzunluk değişkeni yine akışın boğulmasını etkilediğinden dolayı önem arz etmektedir. Çok kısa difüzörlerde karışım akışı boğulmadan ejektörü terk edecektir. Gereğinden fazla uzun difüzörler ise gerek boru cidarında akışın sürekli kayıplardan ekstra yük getirmesine gerekse yerleştirme problemlerinden dolayı olumsuz etkiler göstermesine neden olmaktadır.

Tez kapsamında üç farklı uzunlukta difüzör denemesi yapılmıştır. Uzunluklar difüzör çapının yaklaşık olarak 10 katı olacak şekilde seçilmiştir. Seçilen uzunluklar Tablo 2.3 ile verilmektedir.

Tablo 2.3. Difüzör uzunluğu değerleri

Değişken adı	Kısaltma	Lüle boğaz çapı ( $D_{boğaz}$ ) cinsinden değeri
Difüzör Uzunluğu	( $L_{dif}$ )	32- 48- 56

#### 2.4.4. Lüle çıkış konumu (NXP)

Lüleden çıkan akıştaki şok dalgaları, birincil akıştan ikincil akışa yeterli miktarda enerji transferi ve yine birincil akışın lüleden çıktıktan sonra ikincil akışı radyal yönde ejektör cidarına doğru sıkıştırmaması ve dolayısıyla ikincil akışı basınçlandırmaması açısından her ejektörde optimum bir NXP değeri bulunmaktadır ve bu sebeplerden dolayı önemli bir değişkendir.

Yinhai Zhu ve arkadaşlarının [18] yaptığı farklı şartlarda çalışan ejektörde optimum NXP değeri, difüzör çapının 1,7-3,4 katı olarak belirlemişlerdir. Tez kapsamında ilk



değerin belirlenmesi de bu bilgiler ışığında yapılmıştır ve çıkan sonuç incelenip farklı NXP değerlerinde çalışmalar yapılmıştır. Değişken olarak çalışılan NXP değerleri Tablo 2.4 ile verilmektedir.

Tablo 2.4. NXP değerleri

Değişken adı	Kısaltma	Lüle boğaz çapı ( $D_{boğaz}$ ) cinsinden değeri
Lüle Çıkış Konumu	(NXP)	8,0- 9,6- 10,4- 11,0- 12,0

#### 2.4.5. Lüle çıkış alanının boğaz alanına oranı ( $A_{çıkış}/A_{boğaz}$ )

İdeal ve izentropik bir akışta doğrudan lüle çıkışı Mach Sayısını belirleyen bu oranın yüksek değerleri yüksek hızlara tekabül edeceğinden dolayı artmasıyla performansın artacağı aşikardır. Bununla birlikte özellikle lüle çıkışında izentropik soğumadan kaynaklı faz değişimlerinin meydana gelmesini önlemek adına bu oran belirli bir değer üzerine çıkarılmamıştır. Tablo 2.5 ile tez kapsamında çalışılan oranlar verilmektedir.

Tablo 2.5. Lüle çıkış alanının lüle boğaz alanına oranı

Değişen Adı	Kısaltma	Değer
Lüle Alan Oranları	$A_{çıkış}/A_{boğaz}$	3,44- 3,75- 4,50- 5,50- 6.15

Kısım 2.4.1 ile Kısım 2.4.5 arasında verilen tüm değişkenlerin, termodinamik özellikler ile birlikte Tablo 2.6'da verilmektedir.

Tablo 2.6 Hesaplamalarda kullanılan geometrik ve termofiziksel değişkenler

Çalışma	Değişken	Difüzör Çapı	NXP	Difüzör Uzunluğu	Ae/Ab	Birincil Akışkan Basıncı (bar)	Birincil Akışkan Sıcaklığı (K)	İkincil Akışkan Sıcaklığı (K)	Debi Oranları
1	Difüzör Çapı	4,4	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
2		4,8	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
3		5,2	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
4		5,6	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
5		6,0	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
6	NXP	5,6	8,0	56	3,75	20	260	320	0,23
7		5,6	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
8		5,6	10,4	56	3,75	20	260	320	0,23
9		5,6	11,0	56	3,75	20	260	320	0,23
10		5,6	12,0	56	3,75	20	260	320	0,23
11	Difüzör Uzunluğu	5,6	9,6	32	3,75	20	260	320	0,23
12		5,6	9,6	48	3,75	20	260	320	0,23
13		5,6	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
14	Lüle Alanlar Oranı	5,6	9,6	56	3,44	20	260	320	0,23
15		5,6	9,6	56	3,75	20	260	320	0,23
16		5,6	9,6	56	4,50	20	260	320	0,23
17		5,6	9,6	56	5,50	20	260	320	0,23
18		5,6	9,6	56	6,15	20	260	320	0,23
19	Birincil Akışkan Basıncı	5,6	9,6	56	6,15	22	260	320	0,23
20		5,6	9,6	56	6,15	18	260	320	0,23
21		5,6	9,6	56	6,15	15	260	320	0,23
22		5,6	9,6	56	6,15	12	260	320	0,23
23		5,6	9,6	56	6,15	10	260	320	0,23
24	Sürtüklenme Oranı	5,6	9,6	56	6,15	20	260	320	0,07
25		5,6	9,6	56	6,15	20	260	320	0,15
26		5,6	9,6	56	6,15	20	260	320	0,30
27	Birincil Akışkan Sıcaklığı	5,6	9,6	56	6,15	20	300	320	0,23
28		5,6	9,6	56	6,15	20	350	320	0,23
29	İkincil Akışkan Sıcaklığı	5,6	9,6	56	6,15	20	260	285	0,23
30		5,6	9,6	56	6,15	20	260	350	0,23
31		5,6	9,6	56	6,15	20	260	400	0,23

#### 2.4.6. Ağ örgüsünün oluşturulması

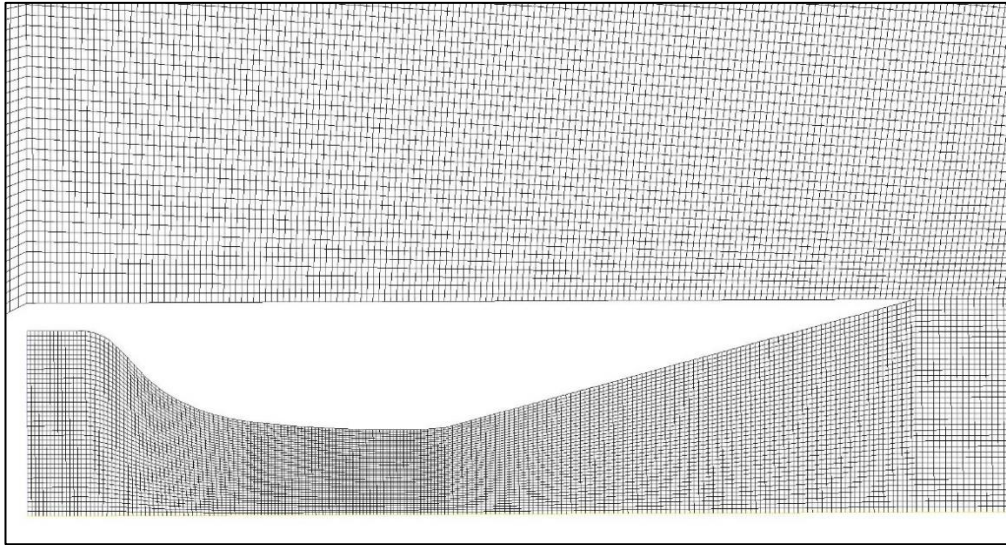
Ejektör hesaplamalarında geometrik model oluşturulduktan sonra üzerinde süreklilik, momentum ve enerji eşitliklerinin çözüleceği sayısal çözüm hücrelerinin oluşturulması gerekmektedir. Bu adım yapılacak hesaplamaların doğruluğunu birinci dereceden etkilemektedir. Yeterli hassasiyette ağ oluşturulmaması durumunda birçok akış olayı yakalanamayacak ve çözüm gerçek değerlerden farklı sonuçlar verecektir. Bununla birlikte aşırı miktarda ağ oluşturulması, işlemci süresini uzatacaktır. Çözümlerin, sayısal çözüm hücrelerinden bağımsız olduğundan emin olmak için ağ bağımsızlık çözümleri yapılmıştır. Tez kapsamında dört farklı hücre sayısında ağ bağımsızlık testi yapılmıştır ve ağ değerleri Tablo 2.7 ile verilmektedir.

Değişkenlerden kaynaklı geometride farklılıklar olduğundan ağ sayısı geometrilerin ortalaması şeklinde verilmiştir. 70000 mertebelerinden 242000'e kadar çıkarılan farklı hücre sayısındaki çözümlerde 215000 hücreden sonra ikincil akışkan sınır şartındaki basınç farkı %0,4 mertebelerine düşmüştür.

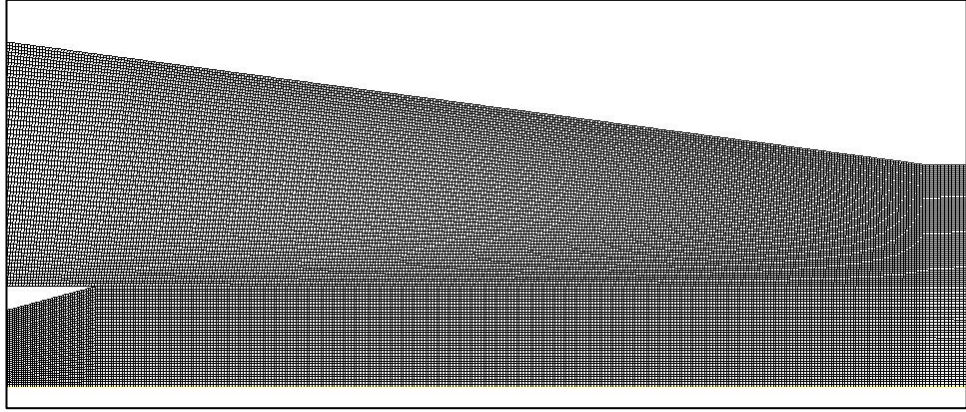
Şekil 2.9 ile lüle boyunca ağ örgüsü ve Şekil 2.10 ile karışım bölgesindeki ağ örgüsü verilmektedir. Çözümlemeler yapılmadan önce sayısal çözüm ağı kalitesi de incelenmiştir. En düşük ortogonal kalite değeri 0,65 ve çarpıklık değeri (Ortho skewness) en yüksek 0,33 mertebelerindedir. Ortogonal kalite değerinin küçük değerleri lüle boğazında olmaktadır ve tüm akış hacmi içerisinde küçümsenecek değerdedir. En-boy oranı ise en yüksek 3,3'tür. Lüle sonrası oluşacak sıkıştırma ve genişleme dalgalarında basınç ve sıcaklık değişimleri çok yüksek ve ani olacağı için bu bölgedeki akış olaylarının yakalanması oldukça önemlidir.

Tablo 2.7. Ağ bağımsızlık testi

Hücre Sayısı	İkincil Giriş Basıncı (Pa)	Akışkan Giriş Basıncı (Pa)
70000	19800	
168000	21400	
215000	22500	
242000	22600	



Şekil 2.9. Lüle ağ örgüsü



Şekil 2.10. Karışım hücresi ağ örgüsü

#### 2.4.7. Sınır koşulları

Ejektör geometrisi üzerindeki tüm duvarlar adyabatik kabul edilmiştir. Duvarda kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Geometride akış simetriğini bozan bir hal olmadığı için daha önce de bahsedildiği üzere aksel geometrik çözüm yapılmıştır ve x düzlemi boyunca aksel sınır şartı uygulanmıştır.

Birincil akış giriş şartı basınç girişi olarak tanımlanmıştır. 20 bar (g) basınç yüzeye normal olarak verilmiştir ve toplam sıcaklık değeri 260 K'dir. Türbülans hassasiyeti %5 ve türbülans viskozitesi oranı %10 olarak sabit tutulmuştur.

İkincil akışkan giriş sınır koşulu debi girişi olarak tanımlanmış ve sürükleme oranına göre verilen debinin geçmesi için gerekli basınç program tarafından hesaplanmıştır. Bu basınç değeri aynı zamanda optimize edilmek istenilen koşuldur. Sıcaklık girişi 320 K olarak verilen bu sınır koşulunda debi yüzeye normal olarak verilmiş ve türbülans değişkenleri birincil akış değerleri ile aynı tutulmuştur.

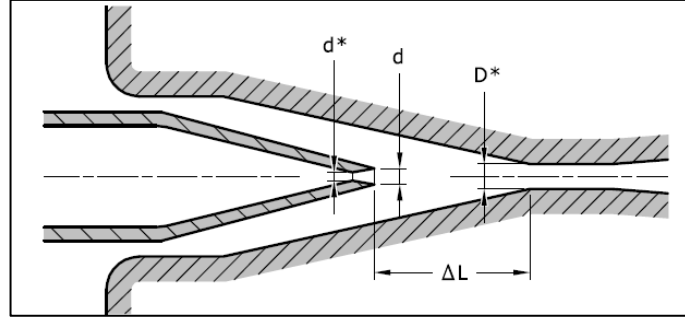
Çıkış sınır şartı ise basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Çıkış basıncı -0,1 bar(g)'dir. 0 bar(g)'nin, 101325 Pa'ya tekabül ettiği kabulü yapılmıştır. Problem içerisinde herhangi bir ters akış beklenmemesiyle beraber ters akış durumunda giren akışkanın sıcaklığının 300 K olduğu kabul edilmiştir. Türbülans değerleri birincil akışkan giriş şartıyla aynı tutulmuştur. Sınır koşullarının özeti Tablo 2.8 ile verilmektedir.

Tablo 2.8. Sınır koşulları özeti

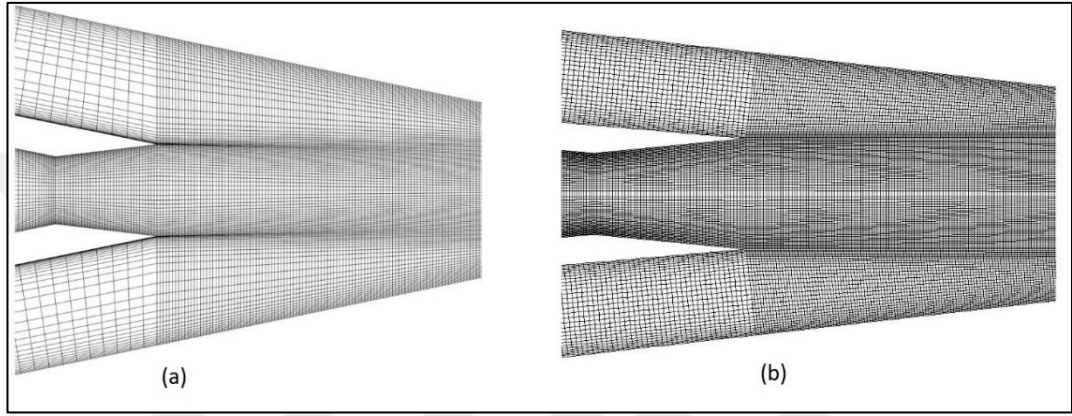
Sınır Koşulu	Fluent 16.0 Sınır Şartı	Özellikler
Birincil Akış	Pressure Inlet	20 bar(g) 260 K
İkincil Akış	Mass Flow Inlet	320 K
Çıkış	Pressure Outlet	-0,1 bar (g)
Eksen	Axis	-
Duvar	Wall	Kaymama sınır şartı ve adyabatik duvar

## 2.5. Doğrulama Çalışması

Tez çalışmasına başlamadan önce literatürde benzer bir çalışma ile doğrulama vakası oluşturulmuştur. En çok benzerlik gösteren çalışma olan A. Hemidi ve arkadaşlarının çalışması [21] ile doğrulama yapılmıştır. 3-6 bar aralığında yapılan çalışmada sıcaklık 25 °C'dir. Doğrulama çalışmasında ejektör çıkışındaki basınç ile ikincil akışkan basıncının oranı ( $P_b/P_2^0$ ), sürüklenme oranıyla ( $\omega$ ) karşılaştırılmıştır. Şekil 2.11 ile doğrulama çalışmasındaki geometri verilmiştir. Geometride lüle boğaz çapı ( $d^*$ ) 3,3 mm, lüle çıkış çapı ( $d$ ) 4.5 mm, difüzör çapı ( $D^*$ ) 7,6 mm'dir. Lüle çıkış konumu ( $\Delta L$ ) ise difüzör çapının 3 katı olarak verilmiştir. Ejektör geometrisinin uzunluğu ise 22,5 mm'dir. Sayısal çözümlerde kullanılan sayısal çözüm hücresi sayısı 25820 ve 88566 olmak üzere iki geometri hazırlanmıştır ve iki hücre sayısındaki geometrinin de deney ortamı ile yakın sonuç verdiği için 25820 hücre ile çözümlere devam edilmiştir. Doğruluğu artırmak amacıyla tez kapsamında yapılan doğrulama çalışmasında ise 70151 hücreli geometri kullanılmıştır. A. Hemidi ve arkadaşlarının çalışması ile tez kapsamındaki doğrulama çalışmasının hücre yapısı Şekil 2.12 ile verilmiştir.



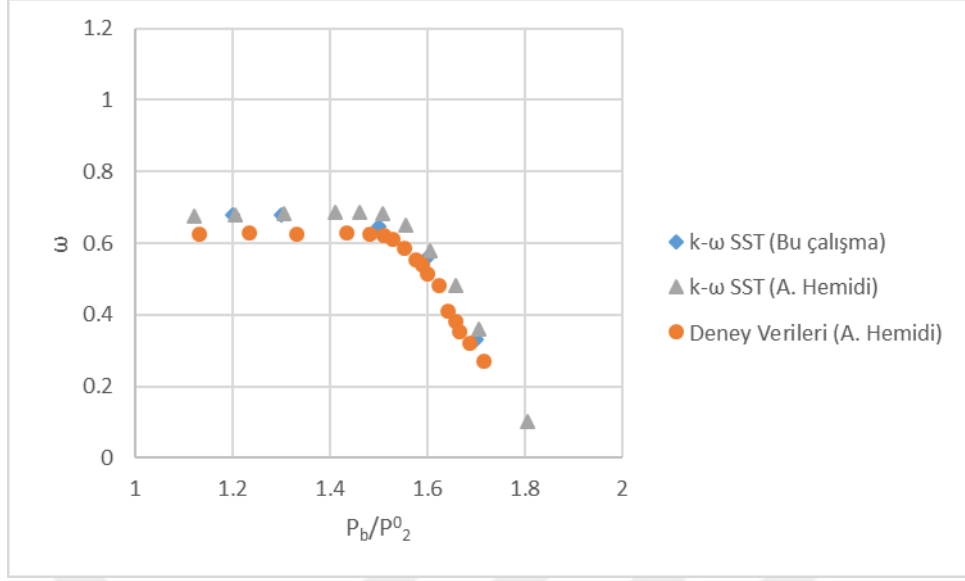
Şekil 2.11. Doğrulama çalışması geometrisi [17]



Şekil 2.12. a) A. Hemidi ve arkadaşları 25820 hücre [17], (b) doğrulama yapılan geometri 70151 hücre

Hem birincil akışkan hem de ikincil akışkan olarak kullanılan bu çalışmada birincil akışkan toplam basıncı 5 bar(a), çıkış basıncı 1,2 bar(a) ve ikincil akışkan basıncı 1 bar(a)'dır. Birincil ve ikincil akışkan sıcaklıkları 25 °C'dir.

Şekil 2.13 ile karşılaştırma grafiği verilmektedir. Bir nokta için fark %7,8 iken diğer noktalardaki fark %5 değerinin altında kalmaktadır. Basınç oranının 1,1'den 1,5'e artırılmasının sürüklenme üzerine pek bir etkisi olmadığı görülmektedir. Karşı basıncın artmasıyla karışım akışı difüzörde boğulmamış tek boğulmalı ejektör konumuna gelmiştir 1,5'den 1,8'e artırılması durumunda sürüklenme oranı değerlerinde ciddi bir düşüş görülmektedir. Bu aralıkta basınç oranlarının 1,5, 1,6 ve 1,7 değerleri için 0,645, 0,560 ve 0,358 değerlerinin doğrulama çalışmasından sırasıyla %5,5, %3,1 ve %7,0 daha küçük olmuştur. Bu sapmalar kabul edilebilir mertebelerde olduğu görülmektedir.



Şekil 2.13. Doğrulama çalışması sonuçları

### 3. BULGULAR

Ejektör performansını etkileyen birçok faktör olmasıyla birlikte bunlardan en önemlisi ejektör geometrisidir. Tez kapsamında, birincil akışkanda sıcak gaz imkânı olmayan (260 K) ejektörlerin performans iyileştirmesi geometrik olarak incelenmiştir. İncelenen difüzör çapı, difüzör uzunluğu, lüle çıkış konumu ve lüle alanlar oranının ejektör performansını nasıl etkilediği sunulacaktır.

Performans kriteri, ikincil akışkan basıncının sabit akışkan debilerinde ne kadar düşürülebildiğinin göstergesi olarak verilmektedir. Sürüklenme oranı ( $\dot{m}_r$ ) Denklem (3.1) ile gösterilmektedir.

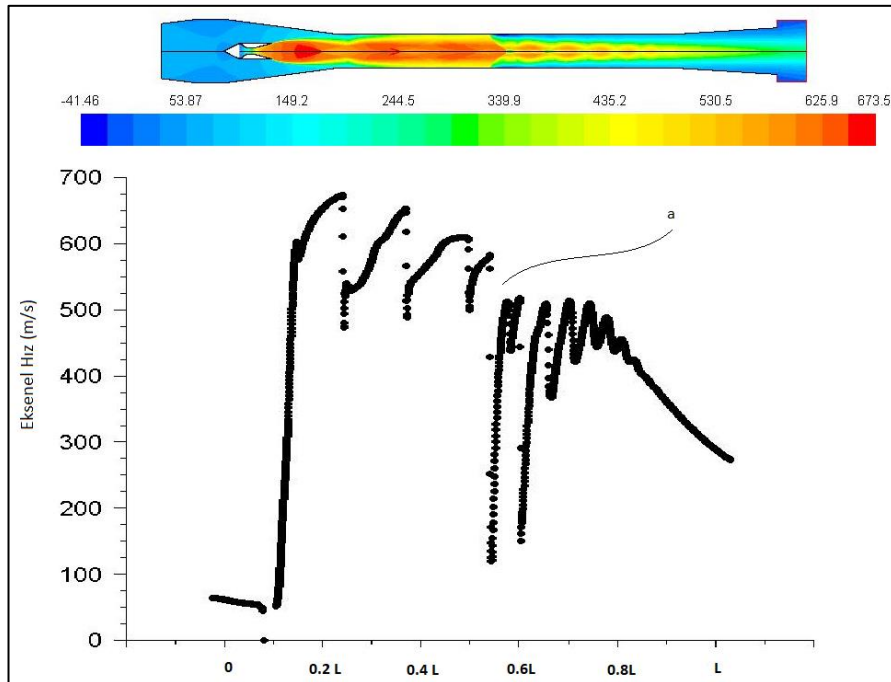
$$\dot{m}_r = \dot{m}_i / \dot{m}_b = 0.23 \quad (3.1)$$

Burada  $\dot{m}_i$  ikincil akışkanı ve  $\dot{m}_b$  ise birincil akışkanı ifade etmektedir ve geometrik değişkenlere bakılmaksızın sabit tutulmuş, bu oran karşılığında geometrinin ikincil akışkan basıncına tepkisi hesaplanmıştır. Birincil akışkan basıncı 20 bar (g) ve çıkış sınır şartı -0,1 bar (g)'dir.

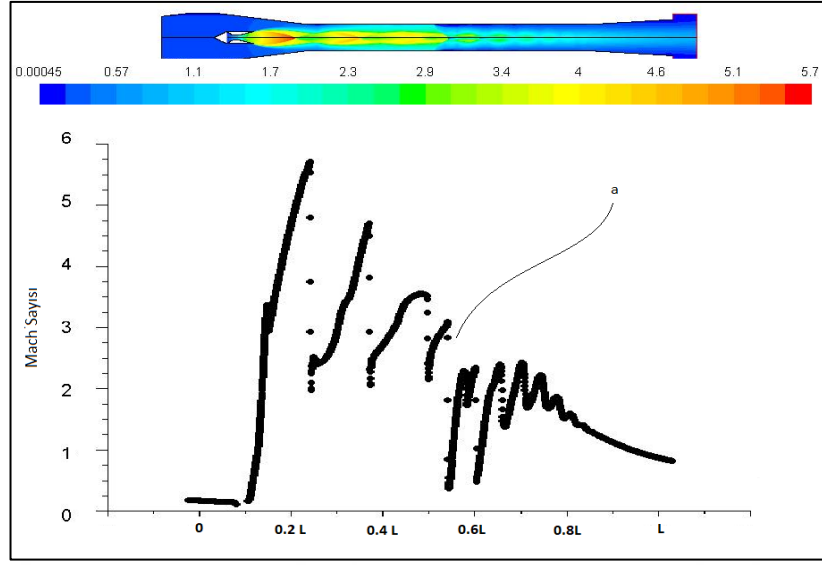
Ejektörler bir kompresör, jet pompa gibi çalışmasından dolayı çıkış basıncı doğrudan ikincil akışkan basıncını etkilemektedir. Çıkış basıncı ne denli düşük olursa aynı geometri için ikincil akışkan basıncı da doğrusal olmasa da düşüş göstermektedir. İkincil akışkanın hedeflenen basıncı 0,2 bar(a)'dır. Yapılan literatür araştırmalarında bu değere 260 K gibi toplam sıcaklığı oldukça düşük olan ejektörlerle inilebildiğine rastlanmamıştır. Soğuk gazların enerjisi düşük olmasından dolayı sıcak gazlara göre performansı daha düşüktür. Bununla birlikte özellikle vakumlanmak istenen debiler arttığında birincil akışkanı ısıtmak oldukça maliyetli olmaktadır ve performanstan ödün verilmektedir.



Karışım bölgesinde iki akışkanın birbirleriyle etkileşim yüzeyindeki enerji transferi sonucu olarak ikincil akışkan ötelenmeye başlamaktadır. Çalışma 18 için Şekil 3.1 ile iki akışkan için aksenal hız konturu ve eksen boyunca hız grafiği verilmiştir. Eksen uzunluğu ejektörün boy oranı cinsinden verilmiştir. İkincil akışkanın etkileşim bölgesinden başlayarak hızlandığı görülmektedir. Birincil akışkanın en yüksek hızı lüle çıkışında değil de daha ilerisinde görülmesinin nedeni lülenin tam genişlememiş (under expanded) olmasıdır. Lüle çıkış basıncı karşı basınçtan yüksek olduğundan dolayı genişleme devam etmiştir ve azami hız lüle çıkış kesitinin ilerisinde görülmüştür. Şekil 3.1 üzerinde a ile belirtilen noktada normal şok oluşmuştur. Şekil 3.2 ile Mach sayısı konturu ve eksen boyunca Mach sayısı grafiği verilmiştir. Aynı şekilde en yüksek Mach Sayısı lüle çıkış kesitinde değil daha ileri bir noktada görülmüştür. Bunun nedeni ise devam eden genişleme ile birlikte statik sıcaklığın da düşmesi ve ses hızının akışkan sıcaklığının bir fonksiyonu olmasıdır. Ses hızının düşmesiyle birlikte Mach Sayısı yükselmiştir. Şekil 3.2 üzerinde a ile gösterilen noktada oluşan normal şoktan dolayı akış sesaltına düşmeye başlamıştır. İdeal bir normal şoktan sonra akış sesaltına düşmesi gerekmektedir fakat a ile gösterilen konumdaki şok ideal bir normal şok olmamasından dolayı genişleme bir süre daha devam etmiştir. Difüzörün sabit alanını bitirmeden akış tümüyle sesaltına inmiştir.

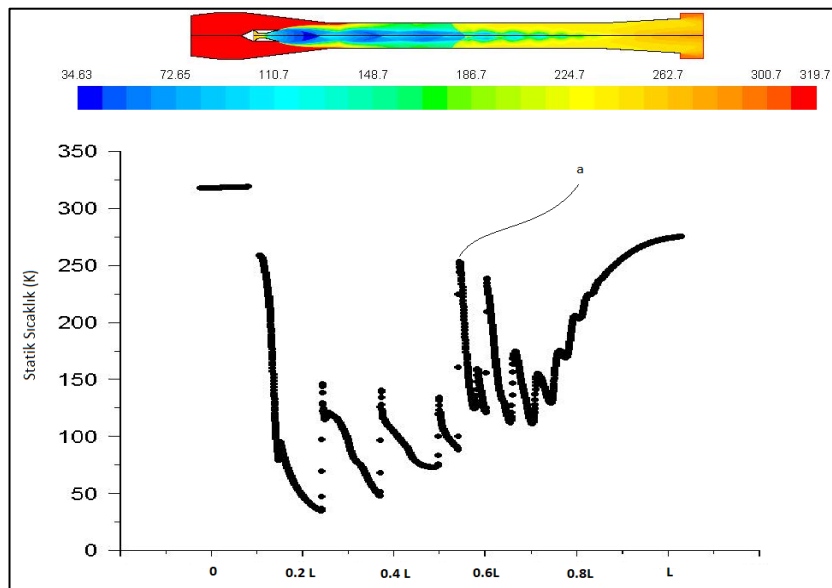


Şekil 3.1. Aksenal hız konturu ve eksen boyunca aksenal hız grafiği



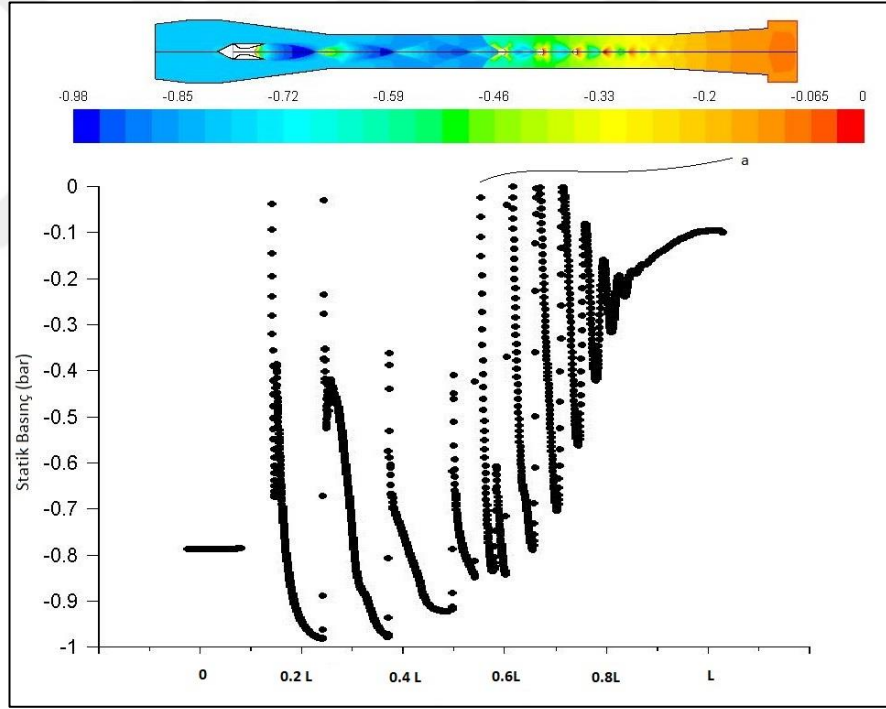
Şekil 3.2. Mach konturu ve eksen boyunca Mach sayısı grafiği

Şekil 3.3 ile ejektörde statik sıcaklık konturu ve eksen boyunca statik sıcaklığın değişimi verilmiştir. Akışın adyabatik olmasından dolayı ejektör boyunca statik sıcaklık şok dalgaları boyunca değişse de toplam sıcaklık sabit kalmıştır. Tam genişlememiş akıştan kaynaklı olarak akış lüleden çıktıktan sonra genişlemeye devam etmiştir ve buna bağlı olarak en düşük sıcaklık lülenin çıkış kesitinden daha ileride görülmüştür. Şekil 3.3 üzerinde a ile gösterilen noktadan sonra normal şok dalgası akışın sesaltına düşmesiyle birlikte statik sıcaklık, toplam sıcaklık değerlerine yükselmeye başlamıştır.



Şekil 3.3. Statik sıcaklık konturu ve eksen boyunca değişimi

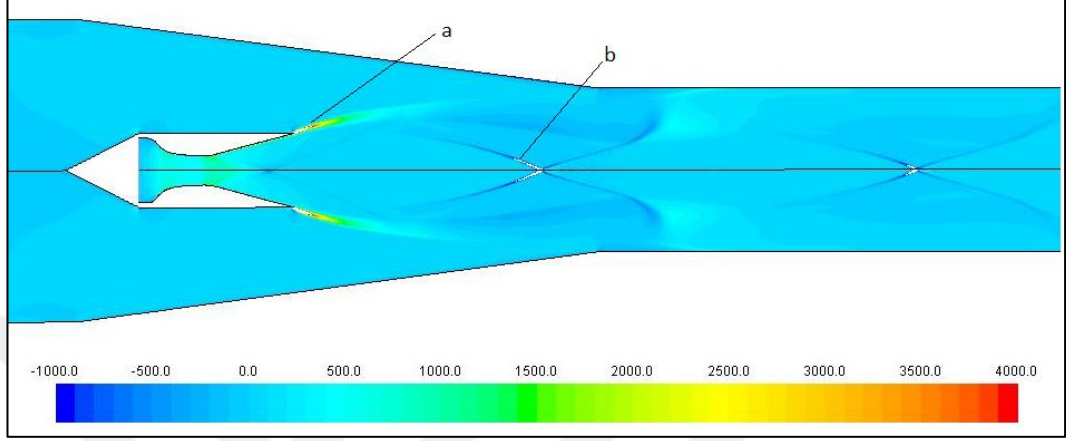
Şekil 3.4 ile statik basınç konturu ve eksen boyunca statik basınç değişimi verilmiştir. Giriş basıncının 20 bar(g) olması ve genişleme sonrası basıncın 5000 Pa'a düşmesinden dolayı kontur ve grafikte basınç skalası -1 ile 0 bar(g) arasında verilmiştir. Tüm basınç aralığının aynı konturda verilmesi basınç değişimlerinin görülememesine neden olmaktadır. Yine aynı grafikte a ile normal şok dalgasının pozisyonu gösterilmiştir. Akışın izentropik olmamasından dolayı normal şok dalgası sonrasında statik basınçta ani yükseliş görünse de toplam basıncı düşmüştür. Birincil akışın lüle çıkışında etkileşim bölgesini sürüklemesiyle birlikte çözücüde sabit debi girişi olarak tanımlanan ikincil akışın geçmesi için gerekli giriş basıncının düştüğü görülmüştür. Yani çözücüye, istenilen ikincil akışkan debisinin geçmesi için gerekli giriş basıncı hesaplatılmıştır. Şekil 3.4 görüleceği üzere birincil akış girişi bölgesinde basınç 25000 Pa(a) mertebelerine düşmüştür.



Şekil 3.4. Statik basınç konturu ve eksen boyunca statik basınç grafiği

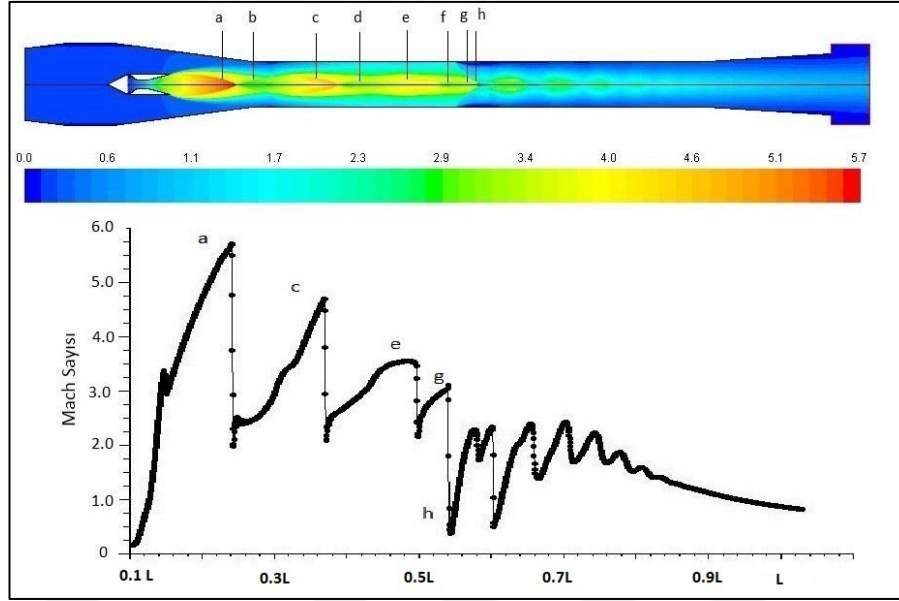
İkincil akışkanın ivmelenmesinin daha belirgin olarak görüleceği konvektif ivme konturu Şekil 3.5 ile verilmektedir. Bu şekilde "a" ile gösterilen iki akışkanın ilk etkileşiminin gerçekleştiği bölgede konvektif ivme 4000/s mertebelerine ulaşmaktadır. Şekil 3.5 ve Şekil 3.1 birlikte incelendiğinde ikincil akışkanın etkileşim bölgesinden başlayarak sesüstü akışa geçtiği ve radyal yönde ilerledikçe akışın sesüstü değerlere

ulaşmasının zaman aldığı görülmüştür. Bununla birlikte “b” ile gösterilen yüksek gradyentli bölgede ivmelenme birincil akışkan için azalmıştır. Bunun sebebi genişleme dalgasının etkisini yitirmesidir ve tam ekseninde ivmelenme eksi değerlerdedir.

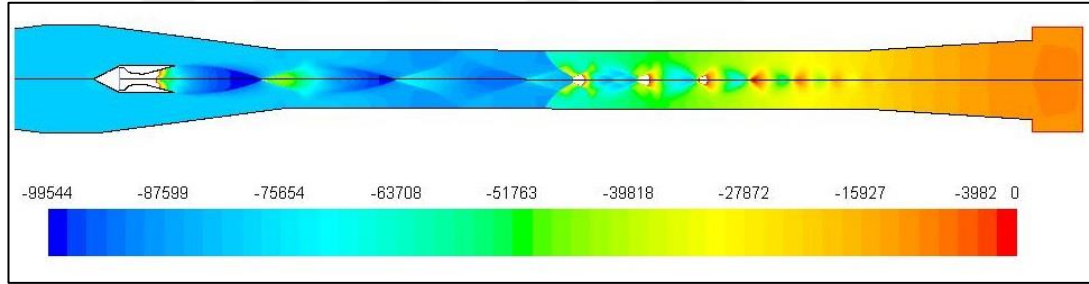


Şekil 3.5. Konvektif ivme (1/s)

Şekil 3.6 ve Şekil 3.7 ile Mach Sayısı konturu ile birlikte lüle girişinden başlayarak eksen boyunca Mach Sayısı grafiği ve statik basınç konturları verilmiştir. Kontur üzerinde gösterilen sıkıştırma ve genişleme dalgalarının grafikteki karşılığı gösterilmiştir. Şekil üzerindeki a, c, e ve g ile işaretli kısımlar genişleme dalgalarını ifade etmektedir ve Mach Sayısı grafiği üzerinde görüleceği üzere bu kısımlarda Mach sayısı artmıştır. Bununla birlikte b, d ve f sıkıştırma dalgalarını göstermektedir. Bu bölgelerde statik sıcaklık sıkıştırma ile birlikte yükseldiğinden ve ses hızı sıcaklığın fonksiyonu olduğundan Mach Sayısının düştüğü görülmüştür. İdeal durumda akışa yönüne dik olması gereken normal şok ise h ile ifade edilmiştir. İdeal bir normal şoktan sonra akış sesaltı hızlara düşer, statik basınç ve statik sıcaklık normal şok öncesine göre yükselir. Şekil 3.6’de görülen şok normal şok ile oblik şok arasında kalmıştır ve bu sebeple akışın hızı düşmesine rağmen artçı şoklar devam etmiştir ve akış daha ileride sesaltı seviyelere düşmüştür.

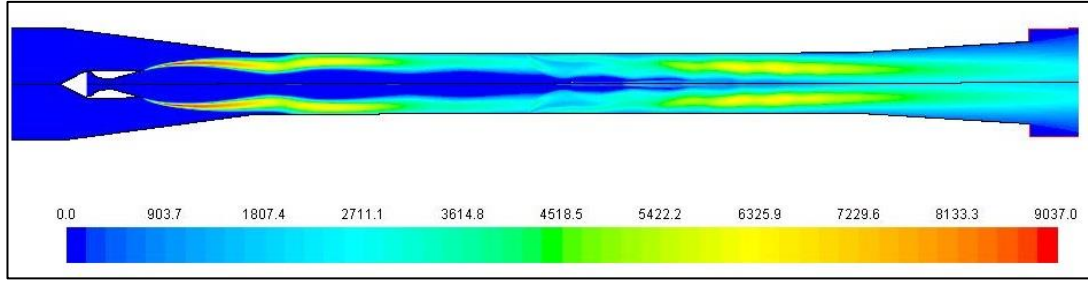


Şekil 3.6. Mach Sayısı konturu ve grafiği üzerinde sıkıştırma-genişleme dalgaları



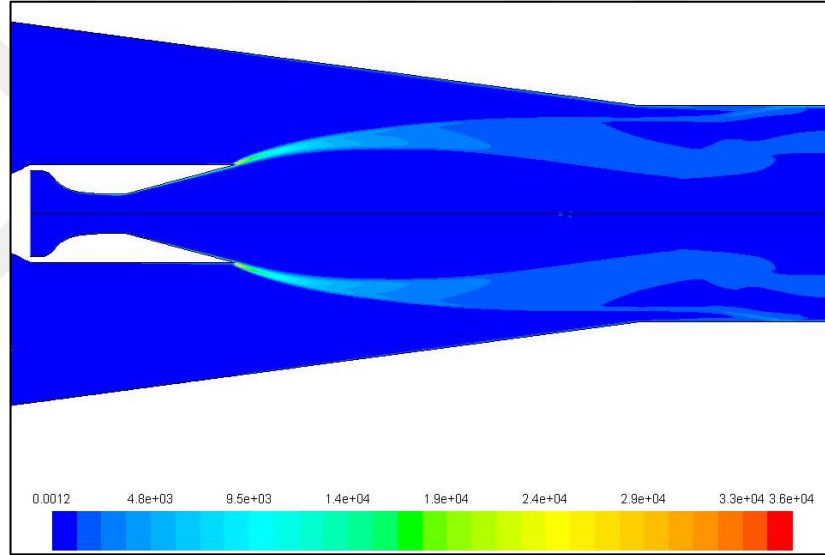
Şekil 3.7. Ejektör boyunca basınç konturu (Pa)

İki akışkanın lüle çıkış kesitinden başlayarak difüzör boyunca olan etkileşiminden dolayı türbülans kinetik enerjisinin çok yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 3.8 ile verilen kontur incelendiğinde etkileşim bölgesinin başında türbülans kinetik enerjisinin  $9000 \text{ m}^2/\text{s}^2$  mertebelerinde başladığı ve daha sonra kademeli olarak düştüğü görülmüştür. Normal şok öncesi lüleden çıkan ve eksen merkezli akışta türbülans kinetik enerjisi çok düşüktür. Normal şoktan sonra hızların nispeten düşmesi ve akışların karışmaya başlaması ile birlikte tüm kesit boyunca türbülans kinetik enerji yükselmiştir. Difüzör sonlarına doğru ise türbülans kinetik enerjisi kesit boyunca yakın değerde kalmıştır.



Şekil 3.8. Türbülans kinetik enerjisi (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>)

Şekil 3.9 ile vortisite konturu verilmiştir. İki akışın etkileşime girdiği noktada bu bölgedeki akışkan dönmeye zorlanmıştır. Vortisitenin en yüksek olduğu yer bu bölgedir. Akış difüzör içerisinde dönmeyi yavaşlatmıştır. Etkileşim bölgesinde vortisite değeri saniyede 36000 mertebelerindedir.

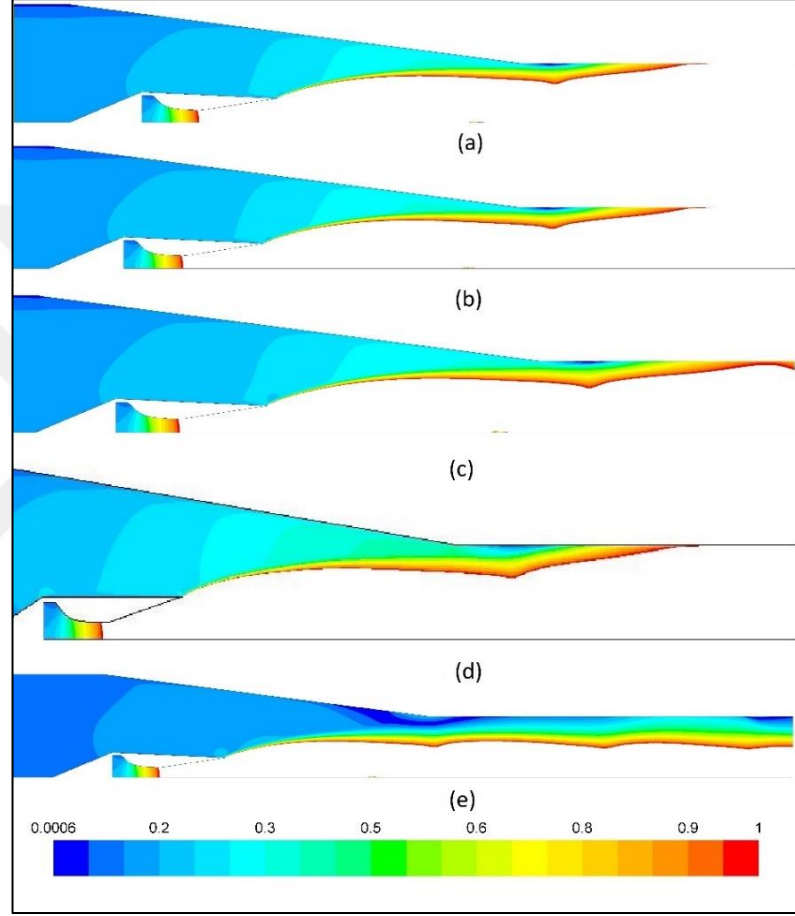


Şekil 3.9. Girdap konturu (1/s)

Difüzör çapı, karışım akışının boğulmuş olması açısından oldukça önemli bir değişkendir. Lüle boğaz çapının 4,4, 4,8, 5,2, 5,6 ve 6,0 katında difüzör çapları denenmiş ve karışım akışının boğulduğu azami çap bulunmuştur. Literatür çalışmalarında anlatıldığı üzere [15] karışım akışının difüzörde boğulmaması durumunda sürüklenme oranı oldukça düşmektedir.

Difüzör çapı değişkenin etkileri incelenirken difüzör uzunluğu  $56D_{\text{boğaz}}$ , NXP değeri  $9.6 D_{\text{boğaz}}$  ve  $A_{\text{çıkış}}/A_{\text{boğaz}}$  oranı 3,75 olarak sabit tutulmuştur.

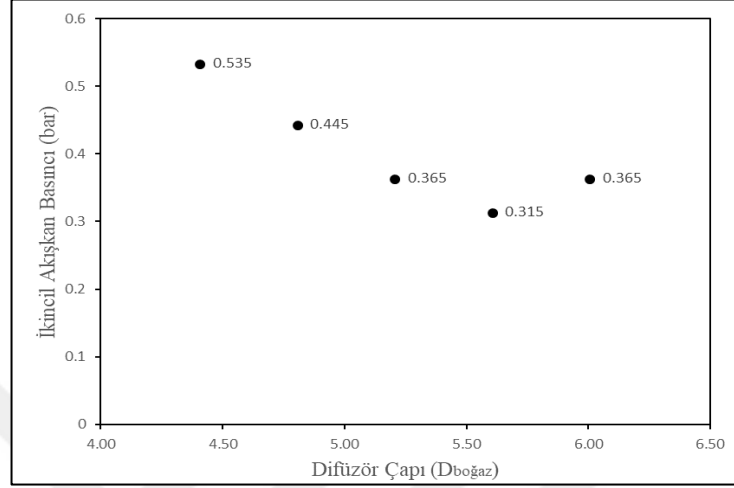
Şekil 3.10 ile Çalışma 1-5 için karışım akışının Mach Sayısı konturları verilmektedir. İkincil akışın difüzördeki boğulma durumunun daha rahat görülebilmesi için kontur skalası 0-1 Mach aralığında tutulmuştur. Konturlar incelendiğinde difüzör çapı  $4,4D_{boğaz}$ 'dan  $5,6D_{boğaz}$ 'a kadar olan ikincil akış boğulabilmiştir. Çap biraz daha artırılıp  $6,0D_{boğaz}$ 'a getirildiğinde ise artık çap ikincil akışın boğulabilmesi için fazla geniş kalmıştır.



Şekil 3.10. Karışım akışı Mach Sayısı, a)  $4,4D_{boğaz}$ , b)  $4,8D_{boğaz}$ , c)  $5,2D_{boğaz}$ , d)  $5,6D_{boğaz}$ , e)  $6,0D_{boğaz}$

Difüzör çapının ikincil akışkan basıncına etkisi Şekil 3.11 ile verilmektedir ve bu şekilden görüleceği üzere  $4,4D_{boğaz}$  çapında ikincil akışkan değeri 0,535 bar seviyelerindeyken çap arttıkça ikincil akışkan basıncı da düşmektedir. Bunun sebebi difüzörün karışım akışını geçirmedi çok küçük kalmasıdır ve  $5,6D_{boğaz}$ 'a kadar çaptaki artış performansı iyileştirmiştir ve basınç değeri 0,315 bar seviyelerine inmiştir. Bu değerden sonraki çap artışlarında ikincil akışkan basıncının tekrar yükselmeye

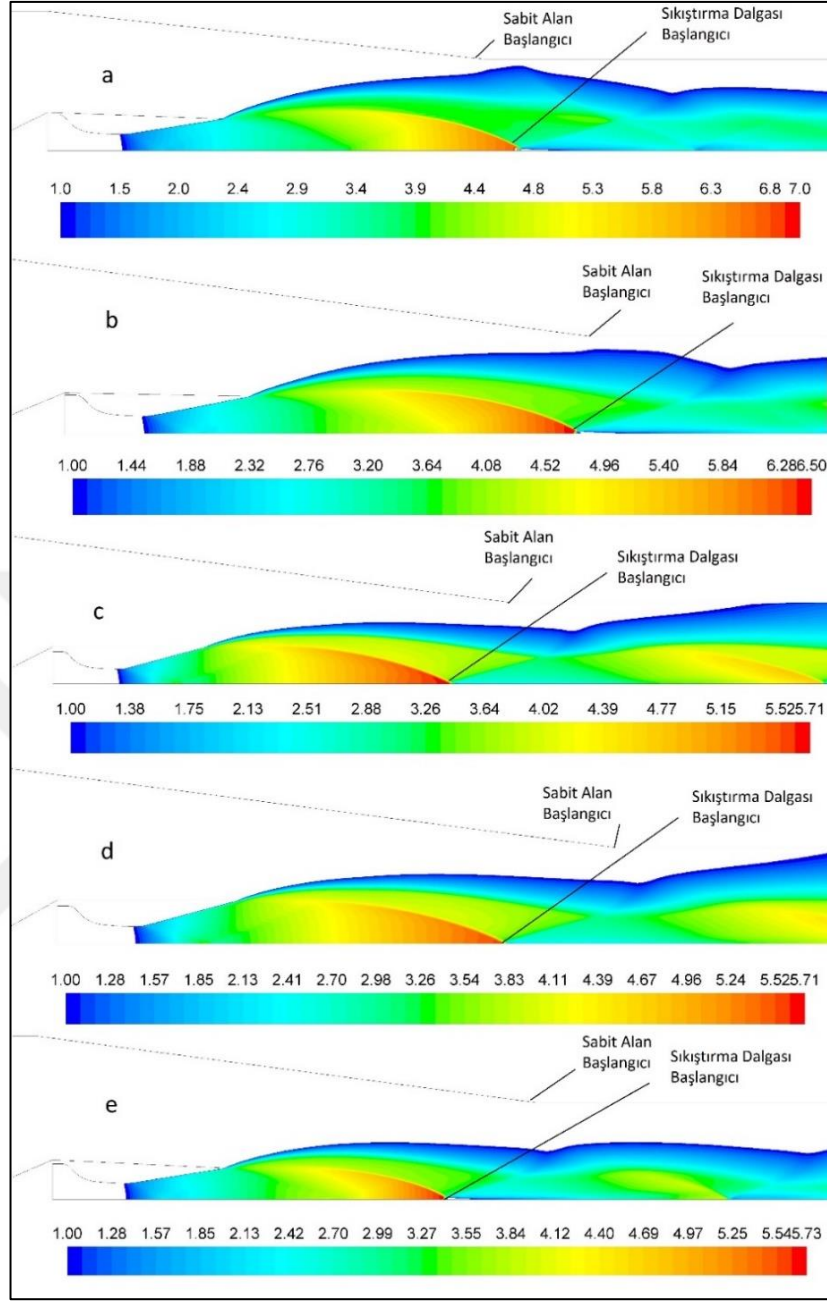
başladığı görülmektedir. Şekil 3.10 ile verilen konturlar ile bu grafik birlikte yorumlandığında difüzörde ikincil akışın  $6,0D_{boğaz}$  çapında ses altı hızlarda kaldığı ve bu sebepten dolayı performansın düştüğü görülmektedir.



Şekil 3.11. Difüzör çapının ikincil akışkan basıncına etkisi

Sabit birincil akışkan basıncı ve sabit sürükleme oranı ile optimum çapın  $5,6D_{boğaz}$  olarak belirlenmesinin ardından lüle çıkış konumunun (NXP) optimizasyon adımına geçilmiştir.  $8,0$ ,  $9,6$ ,  $10,4$ ,  $11,0$  ve  $12,0D_{boğaz}$  NXP değerleri optimizasyona sokulmuştur. Her ejektörün kendine özel bir NXP değeri olmaktadır. Birincil akışkanın ataleti, ikincil akışkan debisi ve dolayısıyla difüzör çapının farklı olması NXP'yi genel geçer bir değer olmaktan çıkarmaktadır. Şekil 3.12 ile Çalışma 6-10 için sesüstü lüle çıkışı ilk şok dalgalarının büyüklükleri ve konumları gösterilmektedir. Konturlar üzerinde x ile gösterilen mesafe ilk şok dalgası ile difüzör sabit alan kısmı arasındaki mesafedir. İlk sıkıştırma dalgasının konumunun sabit alanın içinde olmaması performans açısından oldukça etkili olduğu gözlemlenmiştir. Şekil üzerinde (a) ve (b) olarak gösterilen  $8,0D_{boğaz}$  ve  $9,6D_{boğaz}$  lüle çıkış konumlarında ilk şok dalgası sabit alan içerisinde bulunmaktadır.  $10,4D_{boğaz}$ 'a tekabül eden geometride ise ilk sıkıştırma dalgası konumu ve sabit alan başlangıcı neredeyse aynı noktaya denk gelmiştir. Daha yüksek NXP değerlerinde ise ilk sıkıştırma dalgası konumu sabit alandan gittikçe uzaklaşmaktadır.

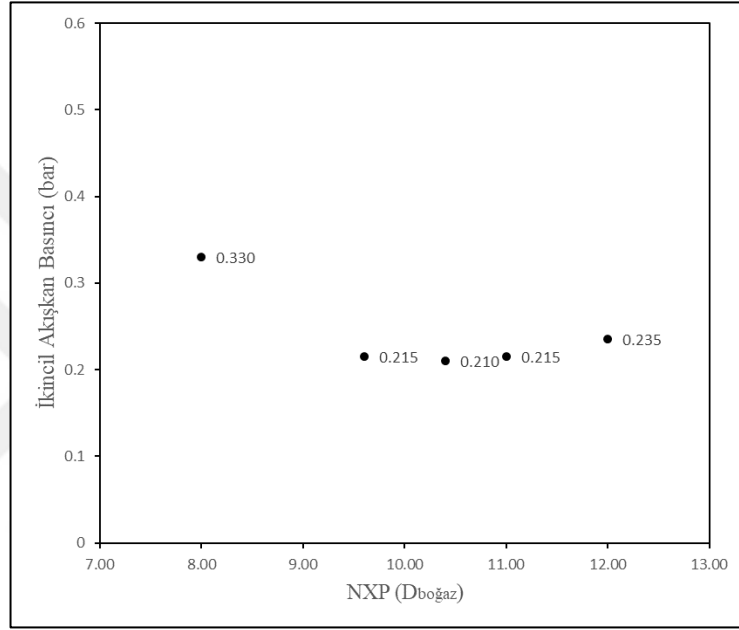




Şekil 3.12. Mach Sayısı ve ilk sıkıştırma dalgası konumları, a) 8,0D<sub>boğaz</sub>, b) 9,6D<sub>boğaz</sub>, c) 10,4D<sub>boğaz</sub>, d) 11,0D<sub>boğaz</sub>, e) 12,0D<sub>boğaz</sub>

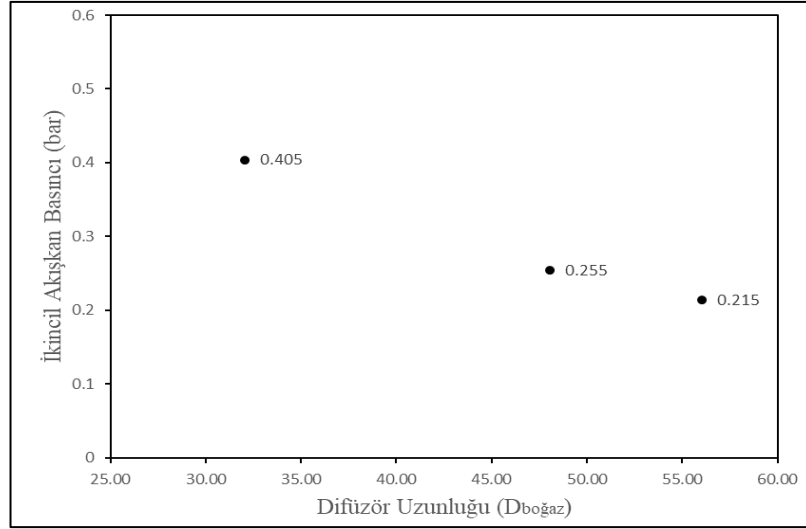
Lüle çıkış konumunun ikincil akışkan basıncına etkisi Şekil 3.13 ile verilmektedir. 9,6D<sub>boğaz</sub> uzaklığında iken ikincil akışkan basıncı 0,215 bar mertebelerindedir. NXP'nin uzaklığının hangi yönde ilerlemesini belirlemek için 8,0D<sub>boğaz</sub> ve 10,4D<sub>boğaz</sub> uzaklıklarında iki geometri denenmiştir. Bu geometrilerden ilki 0,33 bar gibi daha yüksek bir basınç vermiştir ve NXP'nin artırılmasına karar verilmiştir. 10,4D<sub>boğaz</sub> değerinde 0,21 bar'a ulaşan basınç için NXP değeri artırılarak hesaplanan iki

geometride ( $11,0D_{\text{boğaz}}$  ve  $12,0D_{\text{boğaz}}$ ) basınç değeri tekrardan yükselmeye başlamıştır. Grafikten daha rahat anlaşılacağı üzere tıpkı difüzör çapının etkisi gibi NXP'nin ejektör şartlarına özel bir optimum noktası bulunmaktadır. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 birlikte incelendiğinde  $10,4D_{\text{boğaz}}$  NXP değerine kadar birincil akışkan ikincil akışkana yeterli enerjiyi aktaracak kadar mesafe olmadığı görülmektedir.  $10,4D_{\text{boğaz}}$  değerinden yüksek NXP'lerde ise birincil akışkanın ikincil akışkanı karışım bölgesi duvarına yasladığına ve dolayısıyla direnç oluşturduğuna kanaat getirilmiştir.



Şekil 3.13. NXP'nin ikincil akışkan basıncına etkisi

Difüzör uzunluğunun etkisinin araştırılması için üç nokta çalışılmıştır ( $32D_{\text{boğaz}}$ ,  $48D_{\text{boğaz}}$  ve  $56D_{\text{boğaz}}$ ). Difüzör uzunluğu en az sıkıştırma- genişleme dalgalarından sonra karışım akışının normal şoku difüzörde atmasına yetecek kadar olmalıdır. Çalışma 11-13 noktaları için basınç değerleri Şekil 3.14 ile verilmektedir. Çalışılan bu üç nokta içerisinde en iyi performansı  $56,0D_{\text{boğaz}}$  uzunluğu vermiştir. Daha uzun difüzörlerde sayısal çözüm ağı sayısı ve dolayısıyla işlemci süresi de çok arttığı için tez kapsamında bu değerden uzun difüzörler çalışılmamıştır.



Şekil 3.14. Difüzör uzunluğunun ikincil akışkan basıncına etkisi

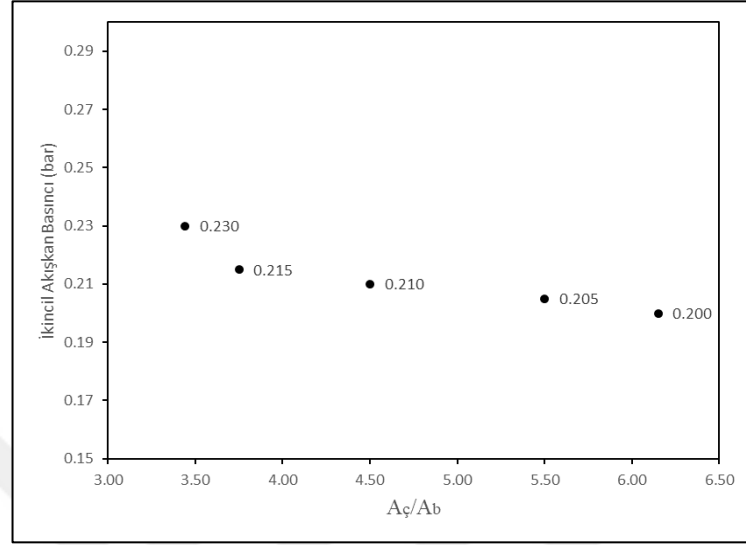
Alan oranı olarak 3,44, 3,75, 4,50, 5,50 ve 6,15 değerleri incelenmiştir. Lüle boyunca izentropik akış düşünüldüğünde lüle çıkışında statik entalpinin düşmesi ve dolayısıyla, statik sıcaklığın düşmesi beklenen bir hadisedir. Özellikle toplam sıcaklığı ısıtılmamış lüle akışlarında yüksek Mach sayılarında önemli derecede soğumalar gerçekleşmektedir. Akışın faz değiştirmemesi için bu alanlar oranı azami 6,15 olarak belirlenmiştir. Tablo 3.1 ile bu beş lülenin (Çalışma 14-18) çıkışında statik sıcaklık ve statik basınç değerleri verilmektedir. Ek-A ve Ek-B ile havanın basınç ve sıcaklığa bağlı olarak sıvılaşma grafiği verilmiştir [32,33].

Tablo 3.1. Lülelerin çıkışlarında Mach Sayısı, statik sıcaklık-basınç değerleri

$A_{\text{çıkış}}/A_{\text{boğaz}}$	Mach Sayısı	Statik Basınç bar(a)	Statik Sıcaklık (K)
3,44	2,55	0,94	115
3,75	2,65	0,70	100
4,50	3,00	0,53	92
5,50	3,15	0,44	86
6,15	3,40	0,30	78

Yukarıda çıkış kesitinde fiziksel özellikleri verilen beş farklı lülenin ikincil akışkan basıncına etkisi Şekil 3.15 ile verilmektedir. Lüle alan oranı arttırıldıkça ikincil

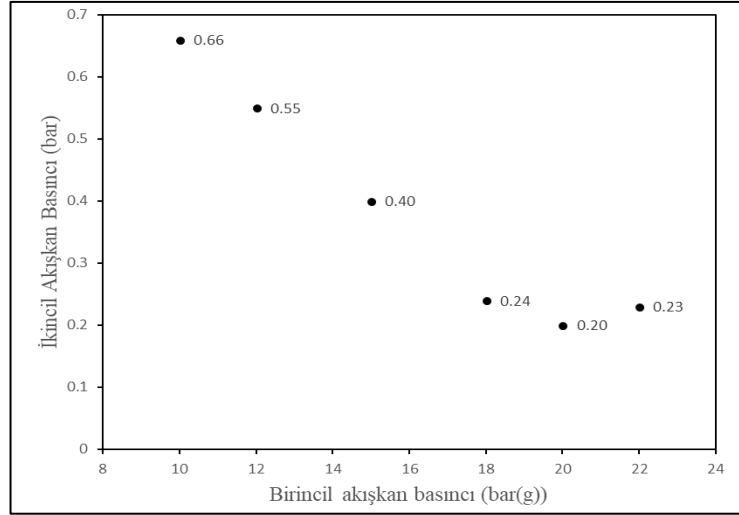
akışkan basıncını daha düşük seviyelere indirdiği görülmektedir. 6,15  $A_{\text{çıkış}}/A_{\text{boğaz}}$  oranında ikincil akışkan basıncı 0,2 bar mertebelerine inmiştir.



Şekil 3.15. Beş farklı lülenin ikincil akışkan basıncına etkisi

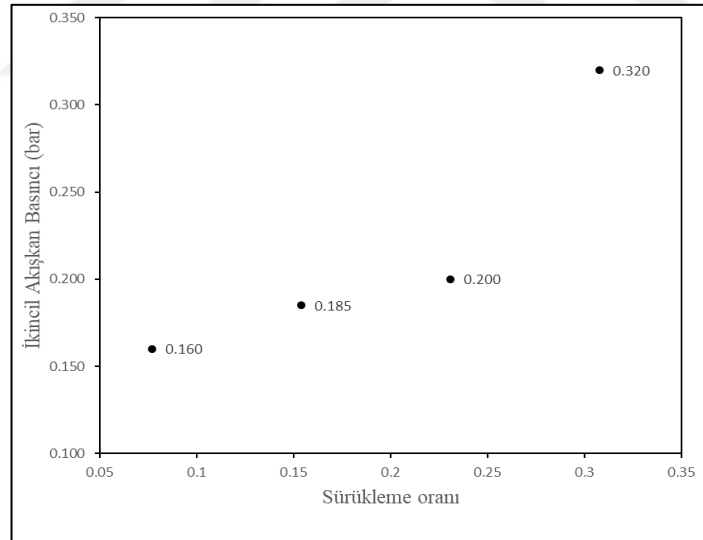
İncelenen geometrik değişkenlerin arasından mevcut birincil akış basıncı, debisi ve sıcaklığı ile ikincil akış debisi ve sıcaklığı için en iyi sonuçlar difüzör çapının  $5,6D_{\text{boğaz}}$ , difüzör uzunluğunun  $56D_{\text{boğaz}}$ , NXP'nin  $10,4D_{\text{boğaz}}$  ve  $A_{\text{çıkış}}/A_{\text{boğaz}}$ 'ın 6,15 olduğu geometride sağlanmıştır. Bu geometri ve termofiziksel şartlar ile inilebilen en düşük basınç değeri 0,2 bar(a)'dır.

Farklı birincil akışkan basınçları için (Çalışma 18-23) ikincil akışkan basıncı Şekil 3.16 ile gösterilmiştir. Beklendiği üzere birincil akışkan giriş basıncı düştükçe sabit lüle geometrisi için debisi ve dolayısıyla ataleti düşecek ve sürükleme performansı azalacaktır. 20 bar(g)'den 10 bar(g)'ye düştükçe neredeyse doğrusal bir düşüş gözlemlenmektedir. Bu durum, tasarım dışı noktalarda çalışma için iyi bir özelliktir ve istenilen vakum değeri nispeten daha kolay tahmin edilebilir. Tasarım noktasından yüksek basınç değerlerinde (22 bar(g)) difüzör artık iki akış için dar gelmekte ve vakum değeri tekrardan yükselmeye başlamaktadır.



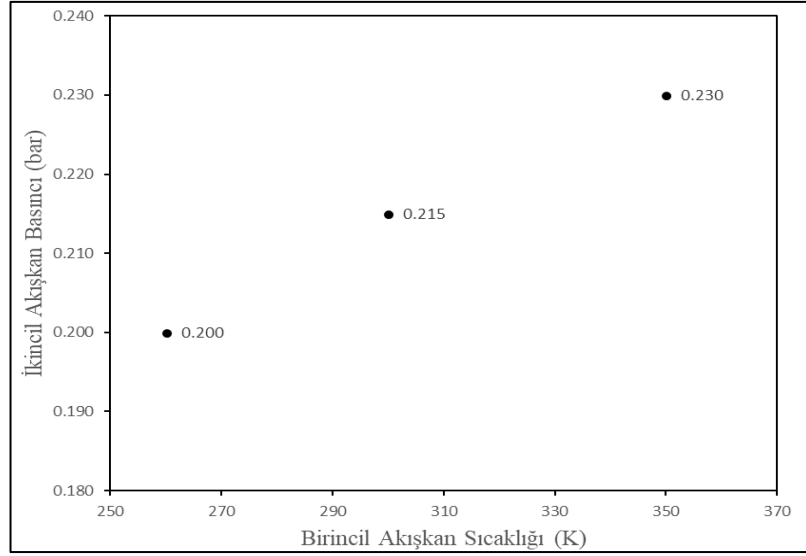
Şekil 3.16. Birincil akışkan basınçlarına göre vakum değeri

Farklı ikincil akışkan debilerinde beklendiği üzere vakum değerleri değişmektedir. Tasarım noktasından daha düşük debiler için ikincil akışkan basınç değerleri de düşmektedir. Şekil 3.17 ile üç farklı noktanın (Çalışma 24-26) basınç değeri gösterilmektedir.



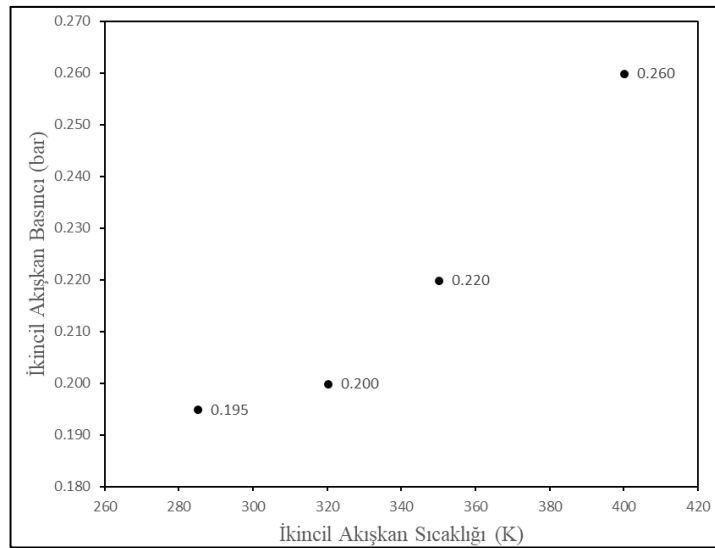
Şekil 3.17. İkincil akışkan debilerine göre vakum değeri

Birincil akışkan sıcaklığının daha yüksek olduğu şartlarda (Çalışma 18,27-28) durumlardaki ikincil akışkan basınç değerleri Şekil 3.18 ile verilmektedir. Birincil akışkan sıcaklığının artmasıyla performans artması beklenirken, yoğunluk değerinin düşmesi, sabit olan lüle geometrisinde yoğunluğun ve dolayısıyla debinin düşüşüne neden olmaktadır.



Şekil 3.18. Yüksek birincil akışkan sıcaklıklarında vakum değeri

İkincil akışkan sıcaklığının tasarım noktasından farklı olduğu şartlardaki (Çalışma 18, 29-31) vakum değerleri Şekil 3.19 ile verilmektedir. Birincil akışkan özelliklerinin ve ikincil akışkan debisinin sabit tutulması durumunda ikincil akışkan sıcaklığı arttığı şartlarda ikincil akışkan basınç değeri yükselmekte ve sıcaklık düştüğünde basınç değeri de düşmektedir. Bunun nedeni sıcaklığın artmasıyla birlikte akışkan yoğunluk değeri de düşmesi ve istenilen debinin geçmesi için de basınç değerinin artmasıdır. Akışkan sıcaklığının 400 K olması durumunda basınç değeri 0,200 bar'dan 0,260 bar'a kadar yükselmektedir. Sıcaklık 285 K'e düşürüldüğü şartlarda ise basınç değeri 0,195 bar seviyelerine düşmüştür.



Şekil 3.19. İkincil akışkan sıcaklığının vakum değerine etkisi

#### 4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada soğuk birincil akışlı ejektörlerin performansları geometrik olarak incelenmiştir. Difüzör çapı, difüzör uzunluğu, lüle çıkış konumu ve lüle çıkış alanının boğaz alanına oranı değişken olarak çözümlenmiştir.

Ejektör performansına etki eden en önemli değişkenlerden biri difüzör çapıdır. Difüzör çapı, ikincil akışı sesüstü hızlara çıkaracak kadar dar olmasının ejektör performansını artırdığı görülmüştür. İkincil akışın boğulabildiği azami difüzör çapı en iyi sonucu vermiştir. En iyi difüzör performansı, çap değeri  $5,60D_{\text{boğaz}}$  şartında olduğunda görülmüştür. Bu değerden yüksek çaplarda performans sert bir şekilde düşmüştür. Bununla birlikte difüzör çapının karışım akışının debisine doğrudan bağlı olduğu unutulmamalıdır.

Tez kapsamındaki geometri ve literatür çalışmaları karşılaştırıldığında lüle çıkış konumunun ejektöre özel bir değer olduğu teyit edilmiştir. Bu nedenle tez kapsamındaki optimum NXP değeri farklı birincil akışkan basınçlarında aynı performansı vermeyecektir. Bununla birlikte optimum değer NXP'nin  $10,4D_{\text{boğaz}}$  olduğu uzaklıkta görülmüştür. Bu değerden daha kısa mesafelerde ikincil akışkan yeteri kadar enerjilendirilememektedir. Bu değerden yüksek değerlerde ise birincil akışkan ikincil akışkanı karışım hücresi duvarına yaslamakta ve ekstra direnç oluşturmaktadır.

Bir diğer önemli değişken olan difüzör uzunluğunda varılan sonuç difüzörün, karışım akışını difüzörde normal şoku atlatıp sesaltı hızlara düşecek kadar uzun olmasıdır. Tez kapsamında incelenen değerlerde en iyi uzunluk  $56,0D_{\text{boğaz}}$  şartında alınmıştır. Artan uzunlukla birlikte sayısal çözüm ağ sayısının artması ve işlemci sürelerini artırmasından dolayı daha uzun difüzörler çalışılmamıştır.

Etkisi nispeten az olan geometrik değişken lüle alan oranında ( $A_{\text{çıkış}}/A_{\text{boğaz}}$ ) ise değer arttıkça ikincil akışkan basıncı daha da düşmekte ve performans artışı sağlanmaktadır. Çıkış Mach Sayısının yüksek olması olumlu sonuç vermekte ve dolayısıyla daha yüksek Mach sayılarına çıkabilmek için daha yüksek toplam sıcaklıklar gerekmektedir (debinin sabit kalması koşulu ile). İncelenen oranlardan en iyi performans 6,15  $D_{\text{boğaz}}$  ile alınmıştır.

Tasarım noktası geometrisinin belirlenmesinin ardından tasarım dışı noktalarda performansa bakılmıştır. İkincil akışkan basıncının tasarım noktası şartı olan 20 bar(g)'den aşağı inmesi durumunda difüzörde karışım akışı boğulamamış ve dolayısıyla performans düşmüştür. Performans düşüşünün bir nedeni ise sabit lüle geometrisinden dolayı basıncın düşmesiyle debinin de düşmesidir. Daha yüksek birincil akış basıncı değerlerinde ise difüzör karışım akışı için dar gelmiş ve ikincil akışkan istenilen debinin geçmesi için daha yüksek basınçla akmıştır.

İkincil akışkan debisinin azalması durumunda normal olarak ikincil akışkan basınç değeri düşmüş ve debi arttığında basınç değeri yükselmiştir. Birincil akışkan basıncı ve ikincil akışkan debisiyle oynanarak istenilen tasarım dışı noktalarda vakum değeri elde edilebilmektedir.

Sabit lüle geometrisi için birincil akışkan sıcaklığının artırılması performansa önemli bir katkı yapmamıştır. Sıcaklığın artmasıyla birlikte enerjilenen akış ejektör performansını artıracakken, yoğunluğun düşmesiyle birlikte debisi azalmakta ve performans artışı tekrar düşmektedir.

Sabit ikincil akışkan debisi tasarım noktası sıcaklığı olan 320K'den daha düşük sıcaklıklarda verildiği durumda gerekli debi için yoğunluk ve dolayısıyla basınç daha düşük seviyelere düşmektedir. Sıcaklık artırıldığında ise tam tersi olarak basınç değeri daha yüksekte kalmaktadır.

Ejektör tasarımında azami performans için imkân dahilinde sıcak birincil akışkan ve soğuk ikincil akışkan kullanılması önerilmektedir. NXP değerinin şarta özel olarak belirlenmesi gerekmele birlikte difüzör çapının daha genel geçer olduğu göz önünde



bulundurulmalıdır. Bir başka öneri ise lüenin mümkün mertebede azami Mach Sayısında tasarlanması ve toplam sıcaklığının buna göre oluşturulmasıdır.



## KAYNAKLAR

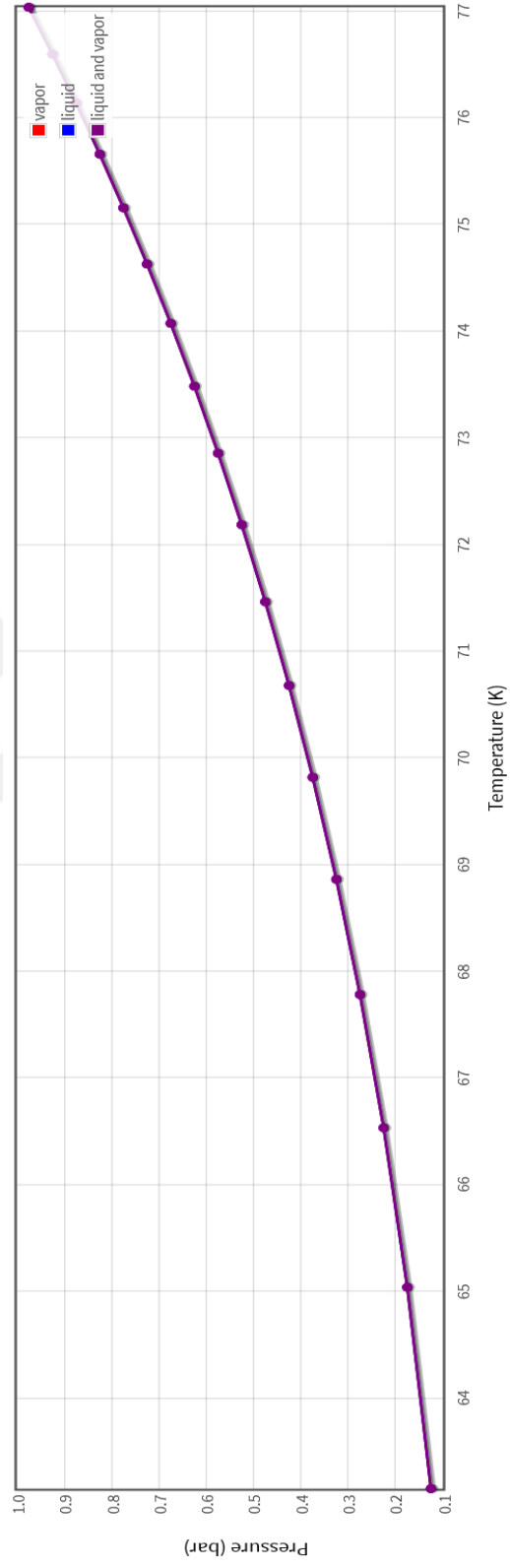
- [1] Serre L., ONERA Potential for Scramjet Ground Testing up to Mach 12, *AIAA/CIRA 13th International Space Planes and Hypersonics Systems and Technologies*, Capua, İtalya, 16-20 Mayıs 2005
- [2] Walter U., ETW User Guide, *European Transonic Windtunnel*, ETW/D/95001/A, 2-48, 2004
- [3] Corson B. W., Runckel J. F., Igoe W.B., Calibration of the Langley 16-foot Transonic Tunnel with Test Section Air Removal, NASA, NASA-TR-R-423, L-9326, 5-14, 1974
- [4] Yatsuyagani N., Chinzei N., Mitani T., Wahamatsu Y., Masuya G., Iwagami S., Endo M., Hanus G., Ramjet Engine Test Facility (RJTF) in NAL-KRC, *8th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference*, Norfolk, A.B.D, 27-30 Nisan 1998.
- [5] Lee Y. J., Kang S. H., Yang S. S., Development of the Scramjet Engine Test Facility in Korea Aerospace Research Institute, *27th AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference*, Chicago A.B.D, 28-1 Temmuz 2010
- [6] Fabri J., Siestrunk R., Supersonic Air Ejectors, *Advances in Applied Mechanics*, 1958, **5**, 1-34.
- [7] Stokes G. M., Description of a 2-Foot Hypersonic Facility at The Langley Research Center, *NASA-TN-D-939*, 5-26, 1961.
- [8] Spiegel J.M, Hofstetter R. U., Kuehn D. M., Applications of Auxiliary Air Injectors to Supersonic Wind Tunnels, *NACA-RM-A53101*, 1953.
- [9] Kracik Y., Dvorak V., Kolář J., Development of Air to Air Ejector for Supersonic Wind Tunnel, *The European Physical Journal Conferences 67*, Kutná Hora, Çek Cumhuriyeti, Şubat 2014.
- [10] Smith C., Garrard D., Jackson F., The Future and Way Forward for the Aerodynamic and Propulsion Test Unit, *AIAA/AHI Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference*, Canberra, Avustralya, 6-9 Kasım 2006.
- [11] Elbel S., Lawrance N., Review of recent developments in advanced ejector technology, *International Journal of Refrigeration*, 2016, **62**, 1-18.

- [12] Hafner A., Försterling S., Banasiak K., Multi-ejector Concept for R-744 Supermarket Refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 2014, **43**, 1-13.
- [13] Dvorak V., Air to Air Ejector with Various Divergent Mixing Chambers, *Applied Mechanics and Materials*, 2014, **493**, 50-55
- [14] Everitt P., Riffat S. B., Steam Jet Ejector System for Vehicle Air Conditioning, *International Journal of Ambient Energy*, 1999, **20** (1), 14-20.
- [15] Huang B. J., Chang J. M., Wang C. P., Patrenko V.A., A 1-D Analysis of Ejector Performance, *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22** (5), 354-366.
- [16] Hu H., Saga T., Kobayashi T., Taniguchi N., Research on the Vortical and Turbulent Structures in the Lobed Jet Flow Using Laser Induced Fluorescence and Particle Image Velocimetry Techniques, *Measurement Science and Technology*, 2000, **11** (6), 698-711.
- [17] Kong F. S., Kim H. D., Jin Y., Setoguchi T., Application of Chevron Nozzle to a Supersonic Ejector-Diffuser System, *Procedia Engineering*, 2013, **56**, 193-200.
- [18] Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., Numerical Investigation of Geometry Parameters for Design of High performance Ejectors, *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29** (5-6), 898-905.
- [19] Su L., CFD Simulation and Shape Optimization on Supersonic Ejectors for Refrigeration and Desalination Applications, Yüksek Lisans Tezi, Washington University, Washington, 2015.
- [20] Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Desevaux P., Mercadier Y., Numerical and Experimental Investigation on Supersonic Ejectors, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, **26** (1), 56-70.
- [21] Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J. M., Bartosiewicz Y., CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part I: Experimental Validation of Single-Phase and Two-Phase Operation, *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29** (8-9), 1523-1531.
- [22] Aissa W. A., Experimental and Analytical Investigation of an Air Jet Ejector, *Mansoura 4th International Engineering Conference*, Sharm El-Shiekh, Mısır, Mayıs 2004.
- [23] Daşkın M., İklimlendirme Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya, 2013, 341545.

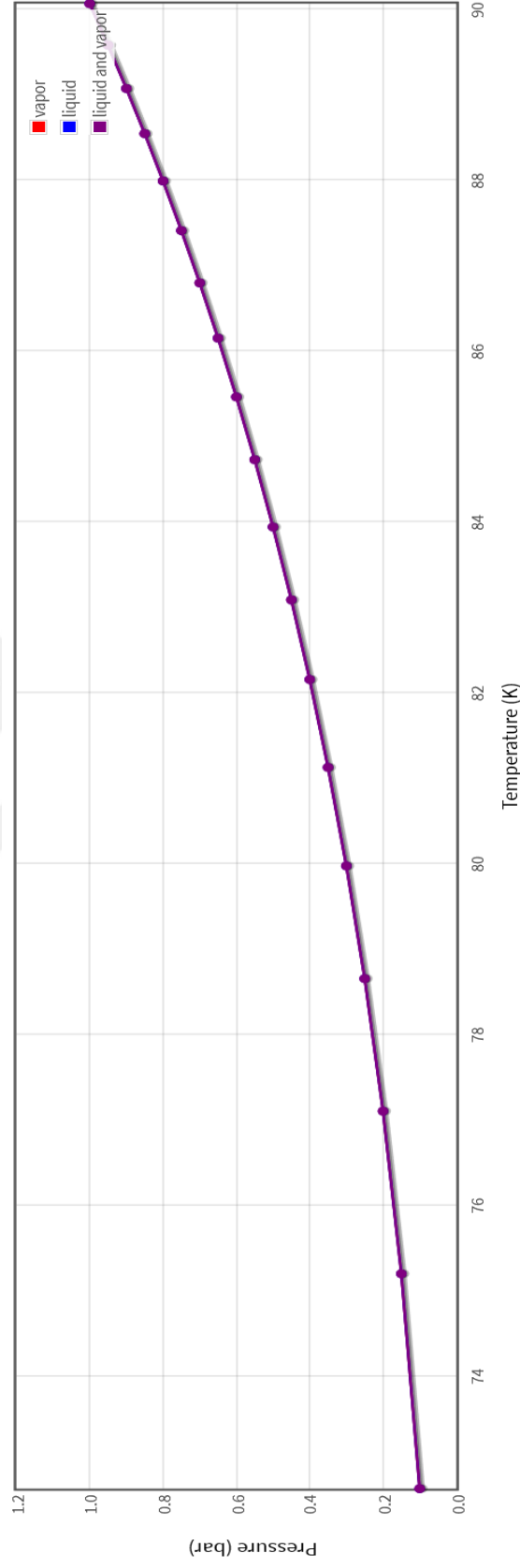
- [24] Sonawat A., Samad A., Flare Gas Recovery Using Ejector – A Review, *Proceedings of 39th National Conference on Fluid Mechanics & Fluid Power*, Gujrat, Pakistan, Aralık 2012.
- [25] Wong C.P., Chan T. L., Leung C. W., Characterisation of Diesel Exhaust Particle Number and Size Distributions Using Mini-Dilution Tunnel and Ejector-Diluter measurement Techniques, *Atmospheric Environment*, 2003, **37** (31), 4435-4446.
- [26] Lehmann U., Mohr M., Schweizer T., Rütter J., Number Size Distribution of Particulate Emissions of Heavy-Duty Engines in Real World Test Cycles, *Atmospheric Environment*, 2003, **37** (37), 5249-5259.
- [27] Georgi J., Staudacher S., Characteristics of Ejectors on Small Gas Turbine Engines, *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, Stuttgart, Almanya, 10-12 Eylül 2013
- [28] Schum E. J., DeHart J. H., Ejector Nozzle Development, Rockwell International, North American Aircraft Division, ADP000529, 1982.
- [29] Presz W., Reynolds G., Hunter C., Thurst Augmentation with Mixer/Ejector Systems, *40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*, Reno NV, A.B.D, 14-17 Ocak 2002.
- [30] Choudhury A.K. R., Principles of Textile Finishing, Kidlington: Woodhead Publishing, 2017.
- [31] Büyüktür A. R., *Termodinamik Cilt: 2 Uygulama Esasları*, 4. Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.
- [32] Schmidt R., Wagner W., A New Form of Equations for Pure Substances and its Application to Oxygen, *Fluid Phase Equilibria*, 1985, **19** (3), 175-200.
- [33] Span R., Lemmon E. W., Jacobsen R. T., Wagner W., Yakozecki A., A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000K and Pressures to 2200 MPa, 2000, **29** (6), 1361-1433.



## EK-A



Şekil A.1. Azot sıcaklık-basınç-faz diyagramı [27]



Şekil A.2. Oksijen sıcaklık-basınç-faz diyagramı [28]

## KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] **Gülyüz V.**, Sarman M.C., Karabay Hasan., Soğuk Akışkanlı Süpersonik Ejektörlerin Performansının İyileştirilmesi, *IV Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu*, Trakya Üniversitesi, Edirne, 18-20 Nisan 2018.





## **ÖZGEÇMİŞ**

1992 yılında Elazığ'da doğdu. Mehmet Koloğlu Anadolu Lisesinden 2010 yılında mezun olmuştur. Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2015 yılında mezun olmuştur. Aynı sene Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans eğitime başlamıştır. Halen havacılık ve savunma sanayiinde tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.

