

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BRAYTON SOĞUTMA MAKİNESİ TASARIMI VE  
PERFORMANS ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Teknik Öğrt. Esra ÜNAL**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ EABD**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Can HAŞİMOĞLU**

**Mayıs 2011**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

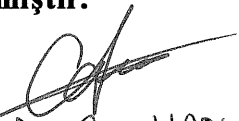
**BRAYTON SOĞUTMA MAKİNESİ TASARIMI VE  
PERFORMANS ANALİZİ**


**YÜKSEK LİSANS TEZİ**


**Teknik Öğrt. Esra ÜNAL**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ EABD**

Bu tez 06/05/2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

  
Doç. Dr. Can HASMOĞLU  
Jüri Başkanı

  
Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLP  
Üye

  
Yrd. Doç. Dr. Halit YASAR  
Üye

## ÖNSÖZ

Günümüzde değişen iklim koşullarına bağlı olarak soğutma uygulamaları önem kazanmıştır. Bunun sonucu soğutma sistemleri giderek artmıştır. Çevresel faktörler soğutma sistemlerinde kullanılan gaz akışkanlar için alternatiflerin oluşmasını zorunlu kılmıştır. Bu çalışmada Brayton soğutma çevrimi ele alınıp bir Brayton soğutma makinesi tasarlanmıştır. Sistemde dolaşan gaz akışkan olarak hava kullanılmıştır. Brayton soğutma makinesi analiz edilmiş ve prototip imal edilmiştir. İmal edilen prototip test edilmiştir.

Bu çalışma boyunca her türlü yardımı esirgemeyip beni yönlendiren danışmanım Sn. Doç. Dr. Can HAŞİMOĞLU' na, tez çalışmamın her aşamasında değerli fikirlerinden ve yardımlarından faydalandığım Sn. Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP' e, çalışmam sırasında yaptığı sonsuz yardımlar ve desteklerinden dolayı Sn. Tek. Öğr. Hasan TOPAL ve eşine, her zaman manevi desteğini yanımda hissettiğim rahmetli kardeşim Seza ÜNAL' a, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen bana sonsuz sabır ve sevgileriyle destek olan anne ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ALT İNDİSLER.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY.....	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
SOĞUTMA ÇEVİRİMİ.....	3
2.1. Brayton Soğutma Çevrimi.....	5
BÖLÜM 3.	
BRAYTON SOĞUTMA ÇEVİRİMİ UYGULAMA ALANLARI.....	12
3.1. Uçak Klima Sistemi.....	14
3.2. Soğutma Ünitesi.....	17
3.3. Hava Çevrim Ünitesi.....	18
3.4. Kompresör.....	19
3.5. Türbin.....	19
3.6. Fan.....	20
3.7. Isı Değiştirgeci.....	20
3.8. Soğutma Havası.....	21

3.9. Acil Taze Hava Girişi.....	21
3.10. Fan By-pas Check Valfi.....	21
3.11. Buzlanma Önleyici valf.....	21
3.12. Paket Ünite By-pas Check Valfi.....	22
3.13. Hava Çevrim Ünitesi Pnömatik Termostat.....	23
3.14. Seperatör.....	23
3.15. Su Enjektörü.....	23
3.16. Klima Sistemi Acil Taze Hava Dağıtım Sistemi.....	23
<b>BÖLÜM 4.</b>	
<b>MATERYAL VE METOT.....</b>	<b>25</b>
4.1. Materyal.....	26
4.1.1. Pistonlu hava kompresörü.....	28
4.1.2. Hava sirkülasyonlu eşanjör ve fan.....	29
4.1.3. Dijital termokupl.....	29
4.1.4. Manometre.....	30
4.1.5. Küresel vana.....	30
4.1.6. Yakınsak-ıraksak lüle.....	31
4.2. Metot.....	31
4.2.1. Hesaplama yöntemleri.....	32
<b>BÖLÜM 5.</b>	
<b>ARAŞTIRMA SONUÇLARI.....</b>	<b>37</b>
5.1. Teorik Hesaplama Sonuçları.....	37
5.2. Deneysel Sonuçlar.....	42
<b>BÖLÜM 6.</b>	
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>44</b>
<b>KAYNAKÇA.....</b>	<b>46</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>48</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan, m <sup>2</sup>
c	: Özgül ısı, kJ/kg.K
c <sub>p</sub>	: Sabit basınçta özgül ısı, cal/kg.K
D	: Yarıçap, m <sup>2</sup>
g	: Yerçekim ivmesi, m/s <sup>2</sup>
h	: Özgül entalpi, kJ/kg
k	: Özgül ısı oranı
Ma	: Mach sayısı
P	: Basınç, Pa
q	: Birim kütle başına ısı geçişi, kJ/kg
R	: Gaz sabiti, kJ/kmol
T	: Sıcaklık, °C veya K
V	: Hız, m/s
W	: Birim zamandaki iş (güç), W veya kW
ρ	: Yoğunluk, g/cm <sup>3</sup>
COP <sub>SM</sub>	: Soğutma makinesinin etkinlik katsayısı
C <sub>p</sub>	: Basınç katsayısı
η <sub>th,Brayton</sub>	: Brayton ısı verimi

## ALT İNDİSLER

g	:Giriş
ç	:Çıkış
türb,ç	:Türbin çıkış
komp,g	:Kompresör giriş
o	:Giriş
b	:Boğaz

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Soğutma çevrimi şeması.....	3
Şekil 2.2.	Brayton çevrimi T-S diyagramı.....	6
Şekil 2.3.	Brayton soğutma çevrim denklem şeması.....	9
Şekil 2.4.	Brayton soğutma çevrim P-V ve T-S diyagramları.....	9
Şekil 2.5.	Ters Carnot çevrimi T-S diyagramı.....	11
Şekil 3.1.	Hızlı trenler için Almanya’da geliştirilen soğuk hava çevrimli kompakt ünite şeması.....	12
Şekil 3.2.	Uçak klima sistemi elemanlarının şeması.....	16
Şekil 3.3.	Soğutma ünitesi.....	18
Şekil 3.4.	Seperatör ve buzlanma önleyici valf.....	22
Şekil 3.5.	Airbus 310 tipi uçağın paket üniteadaki proses şeması.....	24
Şekil 4.1.	Brayton soğutma makinesi şematik gösterimi.....	27
Şekil 4.2.	İmal edilen Brayton soğutma makinesi.....	28
Şekil 4.3.	Pistonlu hava kompresörü.....	28
Şekil 4.4.	Hava sirkülasyonlu eşanjör ve fan.....	29
Şekil 4.5.	Dijital termokupl.....	29
Şekil 4.6.	Manometre.....	30
Şekil 4.7.	Küresel vana.....	30
Şekil 4.8.	Yakınsak-ıraksak lüle.....	31
Şekil 4.9.	Yakınsak-ıraksak lüle teknik resmi.....	31
Şekil 5.1.	Yakınsak-ıraksak lüle boyunca D/Db oranı.....	39
Şekil 5.2.	Yakınsak-ıraksak lüle boyunca Ma sayısı değişimi.....	40
Şekil 5.3.	Yakınsak-ıraksak lüle boyunca T(K).....	40
Şekil 5.4.	Yakınsak-ıraksak lüle boyunca P(Pa).....	41
Şekil 5.5.	Yakınsak-ıraksak lüle boyunca $\rho(g/cm^3)$ .....	41
Şekil 5.6.	Brayton soğutma makinesi yakınsak-ıraksak lülede sıcaklık değişimi.....	42



Şekil 5.7.	Brayton soğutma makinesi hava sirkülasyonlu eşanjör sıcaklık değişimi.....	43
Şekil 5.8.	$2 \times 10^5$ , $4 \times 10^5$ , $6 \times 10^5$ , $8 \times 10^5$ Pa basınçlarında yakınsak-ıraksak lüle sıcaklık değişimi.....	43

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. Mükemmel bir gaz için bir boyutlu , izentropik sıkıştırılabilir akış fonksiyonları ( $k=1,4$ ).....	34
Tablo 5.1. 22 mm'lik Iraksak bölgedeki D boyları tablosu.....	37
Tablo 5.2. Iraksak bölgedeki havanın fiziksel özelliklerinin lüle boyuna göre değişimi.....	39

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Brayton soğutma çevrimi, Soğutma makinesi, Soğutma performansı, İklimlendirme

Günümüzde kullanılan soğutma cihazlarındaki soğutucu akışkanların çevreye zararlı olması sebebiyle yeni arayışlar önem kazanmıştır. Bundan dolayı çevreye zarar vermeyen, kolay bulunabilen, ekonomik gaz akışkan (hava) kullanılarak çalışan brayton soğutma makinesi tasarlanmıştır. Bu çalışmada Brayton soğutma çevrimi esas alınmıştır. Brayton soğutma makinesi tasarımında hızlı genleşme yakınsak-ıraksak lüle ile sağlanmıştır. Yakınsak-ıraksak lüle uygun boy-çap oranı ile tasarlanıp imal edilmiştir. Brayton soğutma makinesiyle  $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$  Pa kompresör basınçlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları tablolarda karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Kompresör basınç değeri arttıkça yakınsak-ıraksak lüle çıkış sıcaklık değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Kompresör basınç değeri artırılıp sistemin uzun süre çalışması sonucunda daha fazla soğutma elde edileceği belirlenmiştir.

# **BRAYTON REFRIGERATION MACHINE DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS**

## **SUMMARY**

**Key Words:** Brayton cooling cycle, Cooling Machine, Cooling Performance, Air Conditioning

New researches have gained importance due to toxicity of refrigerants using in actual cooling machines. Therefore, a Brayton cooling machine has been designed which uses air as it is a nontoxic, easily provided and economic fluid. The Brayton cooling cycle has been predicated in this study. The rapid expansion has obtained by using convergent-divergent nozzle in design of the Brayton cooling machine. The convergent-divergent nozzle has been designed and produced for appropriate length-diameter ratio. The experiments have been performed in Brayton cooling machine for compressor pressures of  $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$  Pa. The results of experiments have been given in tables as comparatively. It was observed that temperature in outlet of the convergent-divergent nozzle decreased as compressor pressure increased. It is determined that more cooling effect could be obtained by increasing the compressor pressure to obtain long term operating of the system.

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısının aktarılmasıdır. Soğutma işlemini gerçekleştiren cihazlara soğutma makineleri, çalıştıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilir. Kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz akışkan (hava) çevreye ısı vererek soğuduktan sonra bir türbinde izentropik olarak genişlerken sıcaklığı düşer. Isı alıcıda daha yüksek sıcaklıktaki çevreden (soğutma makinesi için soğutulan ortam) ısı alır.

Net güç üretmek için kullanılan makineler veya sistemler genellikle motorlar olarak adlandırılır ve gerçekleştirdikleri termodinamik çevrimlere de güç çevrimleri denir. Termodinamik çevrimler, iş akışkanının fazına göre gaz akışkanlı çevrimler ve buhar akışkanlı çevrimler şeklinde de sınıflandırılır. Gaz akışkanlı çevrimlerde iş akışkanı tüm çevrim boyunca gaz fazında kalırken buhar akışkanlı çevrimlerde çevrimin bir bölümünde buhar diğer bölümünde ise sıvı fazda bulunur. Termodinamik çevrimlerle ilgili diğer sınıflandırma kapalı ve açık çevrimler şeklindedir.

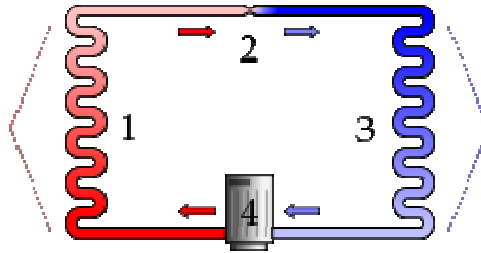
Kapalı çevrimlerde iş akışkanı çevrim sonunda ilk haline döner ve bu şekilde sürekli dolaşımında kalır. Açık çevrimlerde ise dolaşımında kalmak yerine iş akışkanı her çevrim sonunda yenilenir. Gerçek çevrimin içten tersinmezliklerinden ve diğer karmaşıklıklardan arındırılması halinde gerçek çevrime benzeyen fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Böyle çevrime ideal çevrim denir. Tüm tersinir çevrimlerin içerisinde en yüksek ısı verime sahip çevrimler, Carnot çevrimine ait çevrimlerdir. Uygulamada gerçekleşen çevrimler, Carnot çevriminden önemli ölçüde farklılıklar gösterir. Bu nedenle Carnot çevrimi, gerçekçi bir model olarak pek uygun olmayıp gerçek çevrimlerin ulaşabileceği kavramsal üst sınırı belirtir.

Bu çalışmada Brayton soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi tasarlanmıştır. Soğutma makinesinin tasarımında maliyet faktörleri sebebiyle hızlı genleşme, ses hızı türbin yerine yakınsak ıraksak lüle ile sağlanmıştır. Yakınsak ıraksak lülenin boğaz kısmında basınçlı havanın hızı Ma sayısına eşdeğer olmaktadır, ıraksak kısmının çıkışında ses üstü hıza ulaşmakta böylece hızlı genleşme ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Soğutma makinesi prototipine  $2 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $4 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $6 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $8 \times 10^5 \text{Pa}$  basınçlarda kompresörle sıkıştırılmış hava verilmiştir. Eşanjör giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerleri dijital termokupl ve manometreden okunmuştur. Yakınsak ıraksak lüle çıkış sıcaklık değeri çıkıştaki dijital termokupl ile ölçülmüştür.

## BÖLÜM 2. SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine 'soğutma' denir. Tanımdan da anlaşılacağı gibi soğutma işlemi ısının yok edilmesi ile değil, farklı bir mahale taşınması ile gerçekleşir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı, sıcak ortamdaki daha soğuk olan ortama kendiliğinden geçiş yapmaktadır. Soğutma işlemi ise bu kanunun tam tersi bir uygulama olup, ısının soğuk ortamdaki sıcak bir ortama aktarılması söz konusudur. Yine Termodinamiğin ikinci kanununa göre düşük sıcaklıklı ortamdaki yüksek sıcaklıklı ortama ısı aktarımının yapılabilmesi için dışarıdan mutlaka enerji verilmesi gerekir. Bu enerji, çekilen ısı gücü ile atılan ısı gücü arasındaki fark kadardır [1].

Soğutma işlemi, soğutma makineleri veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin içerdikleri çevrimlere de soğutma çevrimleri denir. Bir soğutma çevrimi, soğutucu bir akışkanın ısıyı alarak daha sonra yayması ile oluşan değişikliklerin tanımlandığı, bir soğutucu içinde gerçekleşen çevrimdir [2]. Çevrim döngüsü aşağıdaki şekildedir:



Şekil 2.1. Soğutma çevrimi şeması

- 1-Kondanser (Yoğuşturucu)
- 2-Genleşme valfi (Kısılma vanası)
- 3-Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- 4-Kompresör

Şekil 2.1’de (4) no’lu kompresör tarafından alçak basınçtaki soğutucu akışkan yüksek basınca çıkartılarak buradan (1) no’lu kondensere yollanır, kondenserde yoğuşma oluşturulur ve (2) no’lu genişleme valfinden geçerek alçak basınçta sıvı hale dönüştürülür ve buradan (3) no’lu evaporatör vasıtası ile soğutma gerçekleştirilir.

Uygulamada, ısının düşük sıcaklıktaki kaynaktan, yüksek sıcaklıktaki ortama pompalanması ile depolama hacmi ya da yaşam alanı soğutulur. Isı normalde bunun tersi yönde bir hareket izlemektedir (yüksek sıcaklıktan, düşük sıcaklığa doğru). Uygulamada yalıtımın önemi de çok büyüktür. Bu nedenle düşük ısı iletim katsayısına sahip yalıtım malzemeleri kullanılır. Yalıtım, soğutulmuş alandaki düşük sıcaklığı korumak ve düşük sıcaklığa ulaşmak için gerekli enerji ve gücü düşürmek için kullanılır.

Soğutma çevriminin çalışma prensibi, matematiksel olarak Sadi Carnot tarafından 1824’de bir ısı makinesi ile tanımlanmıştır. Bir soğutucu, tersinir çalışan bir ısı makinesidir. En genel haldeki soğutucu sistemler, faz değişimli ısı pompasını temel alan çevrimi kullanır, bununla beraber absorbeli (soğurmalı) ısı pompaları da uygulamaların birçoğunda kullanılır [3].

Sıkıştırılmış hava bir miktar soğutulduktan sonra iş yapmak suretiyle genişletilecek olur ise alçak sıcaklıklara iner. 1845 senesinde Dr. J. Gorrie tarafından yapılan hava ile çalışan soğutma makinesi bu esasa göre çalışmaktadır [4].

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır. Gerçek ısı makinelerinde karşılaşılan çevrimlerin çözümlenmesini yapmak zordur. Çünkü sürtünmeyi, denge haline ulaşmak için yeterince zaman olmaması ve benzeri nedenleri göz önüne almak gerekir. Bir çevrimin analitik çözümlenmesini yapabilmek için zorluklar alt edilebilecek düzeye indirilir. Başka bir deyişle, bazı kabuller yapılır. İdeal çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Uygulamada ise soğutucu akışkanın hal değişimi hassas bir şekilde kontrol edilemediğinden, soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar halinde girmesi sağlanacak şekilde sistem tasarlanır.



Kompresör buharlaştırıcıdan gelen kızgın buhar halindeki soğutucu, emme vanasının açılmasıyla emer. Soğutucu akışkan (S.A.) silindire girmeden kompresör içinde basınç kaybına uğramaktadır. S.A., kompresör içinde bulunan silindir hacmindeki bir piston aracılığıyla sıkıştırılır. Sıkıştırılan S.A. basıncı yükselir. S.A. silindiri terk edebilmesi için basma vanasındaki basınç kayıplarını yenmesi gerekmektedir.

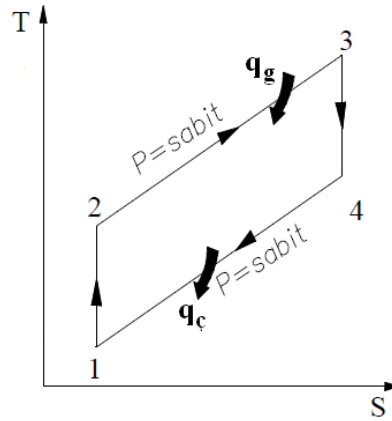
Basma vanasının açılmasıyla S.A. yüksek basınç ve sıcaklıkta pompalanır. Basma borusu boyunca ilerleyerek yoğuşturucuya gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki S.A., ortama ısı vererek önce yoğuşmakta, sonrasında aşırı soğutularak yine yüksek basınçta sıvı S.A. haline geçmektedir. S.A. yoğuşturucuda da basınç kaybına uğramaktadır. Daha sonra S.A. kısılma vanası girişine gelir. Soğutucu akışkanın kılcal boruda kısılması esnasında entalpisi sabit kalır. Kısılma sürecinde sistem basıncı yoğuşturucu basıncından (yüksek basınç), buharlaştırıcı basıncına (alçak basınç) düşer. Isı değiştiricide bir miktar ısı kaybeden S.A. buharlaştırıcıya ulaşır. Buharlaştırıcıda da bir miktar basınç kaybına uğrayan S.A., soğutma ortamından ısı çekerek buharlaşır. Ardından emme borusu boyunca ilerleyerek tekrar ısı değiştiriciye gelir. Bu sefer ısı kazanır ve kompresöre kızgın buhar halinde döner.

Soğutma çevrimlerinin analizinde, genellikle ideal bir referans çevrim kullanılır. Sıkıştırma sürecinin izentropik olduğu varsayılmaktadır. Kısılma süreci de ısı değiştiricideki ısı geçişi göz önünde bulundurulmayarak adyabatik olarak kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları dikkate alınmamaktadır [2,3].

## **2.1. Brayton Soğutma Çevrimi**

Brayton 1873 yılında yağ yakıt ile çalışmak üzere sabit basınçta yanma ve tam genişleme özellikleri olan bir motor geliştirdi. Bu motorda bir silindir, hava veya yanıcı karışımı sıkıştırırken diğer silindir de iş silindiri olarak kullanılıyordu. İş silindiri atmosferik basınca kadar genişlemeyi sağlayacak kadar genişti. Kompresör, yanıcı karışımı, karışım alıcıya gönderiyor, karışım buradan motora akarken ateşleniyor ve yanma sabit basınçta gerçekleşiyordu.

Bu çevrim günümüz gaz türbinlerinin teorik çevrimi olarak kullanılmaktadır. Kompresör atmosferik havayı alıp basıncını yükselterek, yanma odasına gönderir. Yanma odasına ikinci bir noktadan yakıt akışı olmaktadır [5]. Hava içerisine püskürtülen yakıtın yanması sabit basınçta ve sürekli olmaktadır. Yanma ürünleri türbine girdikten sonra türbini terk eden gazlar atmosfere atılır veya atık ısı kazanlarına gönderilir. Egzoz gazlarının basıncı teorik olarak atmosfer basıncındadır.



Şekil 2.2. Brayton çevrimi T-S diyagramı

Dört hal değişimi de sürekli-akışlı açık sistemlerde gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle hal değişimleri sürekli-akışlı işlemler olarak çözümlenmelidir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edildiğinde, sürekli-akışlı bir sistem için birim kütle bazında enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir [2,6].

$$(q_g - q_c) + (w_g - w_c) = h_c - h_g \quad (2.1)$$

Buna göre iş akışkanına ve iş akışkanından olan ısı geçişleri

$$q_g = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

ve

$$q_c = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

olur.

Böylece, soğuk hava standardı kabulleri altında Brayton çevriminin ısı verimi aşağıdaki gibi ifade edilir [2,6].

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{W_{net}}{q_g} \quad (2.4)$$

$$= 1 - \frac{q_c}{q_g} \quad (2.5)$$

$$= 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.6)$$

$$= 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.7)$$

1-2 ve 3-4 hal değişimleri İzentropik olup,  $P_2 = P_3$  ve  $P_4 = P_1$  'dir. Böylece,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.8)$$

$$\left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.9)$$

olur. Bu denklemler ısı verim bağıntısında yerlerine yazılır ve sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (2.10)$$

elde edilir.

Burada,

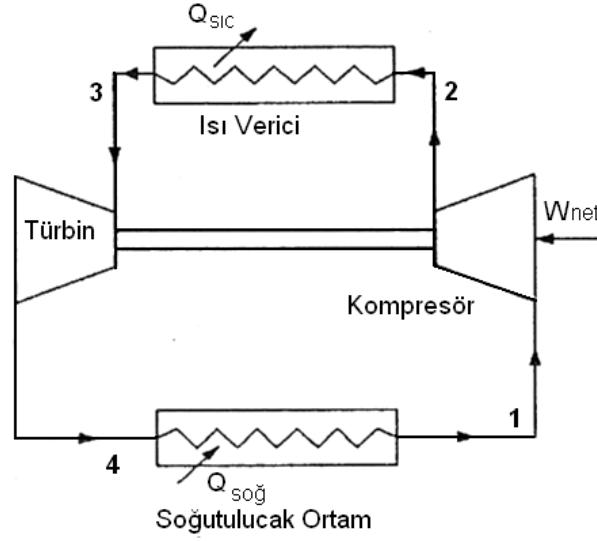
$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.11)$$

$r_p$ , basınç oranı,  $k$  özgül ısıların oranıdır. (4) no'lu denklemi, soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Brayton çevriminin ısı veriminin, gaz türbininin basınç oranına ve iş akışkanının özgül ısı oranına bağlı olduğunu gösterir. Her iki oranın artışı da ısı verimi artırmakta olup, bu durum gerçek gaz türbinleri için de geçerlidir.

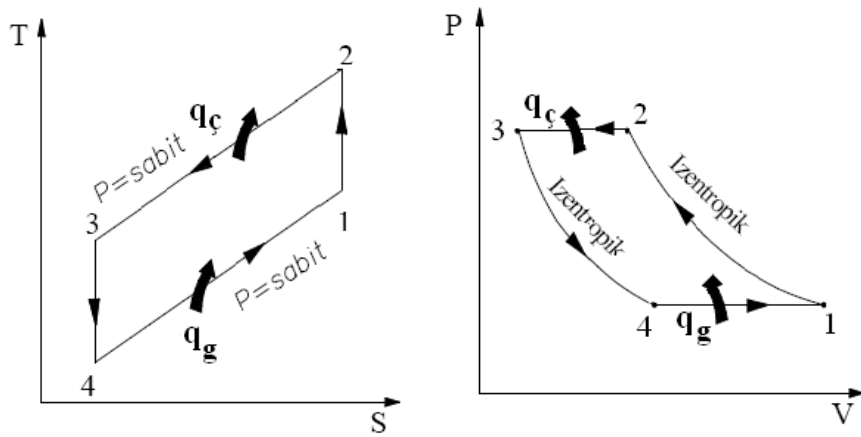
Çevrimdeki en yüksek sıcaklık yanma sonunda oluşmaktadır ve türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Belirli bir basınç oranında net iş en yüksek değerine ulaştıktan sonra, basınç oranının daha da artması durumunda net iş yeniden azalmaya başlar. Bu yüzden, basınç oranı (ve dolayısıyla ısı verim) ile net iş arasında bir dengenin sağlanması gerekir. Bir çevrimden elde edilen net iş azalır, aynı işi elde etmek için daha büyük bir kütleli debiye (ve dolayısıyla daha büyük bir sisteme) gerek duyulur. Bu da ekonomik değildir [2,6].

Bu çevrimin tersine çalışan çevrim Brayton soğutma çevrimidir. Havanın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı soğutma çevrimlerinde havanın yoğuşması ve buharlaşması söz konusu olmamakta, buna gerek de duyulmamaktadır. Bu sebeple, sabit sıcaklıkta ısı atılması (kondenzasyon-yoğuşma) ve sabit sıcaklıkta ısı alınması (evaporasyon-buharlaşma) söz konusu değildir. Bir başka deyişle Carnot çevrimine yaklaşım ve benzerlik oluşmamaktadır.

Havanın sıkıştırılıp genişlemesi ile sağlanan soğutmada, kondenser yerine "serinletici" (cooler) ve evaporatör yerine "soğutucu" (refrigerator) deyimleri daha uygun olmaktadır. Genişlemede (basınç düşürme işlemi) bir genişleme türbini ile yapılarak geri dönüşüm adyabatik (sabit entropi) bir işlem ile mümkün olabilmektedir. Genişleme türbini ile kazanılan güç, havanın sevk edilmesi için gerekli fan gücü şeklinde kullanılabilir. Uçakların kabin klimalandırılmasında çok sık kullanılan bu uygulama oldukça eskilere, 1950'li yıllara dayanmaktadır.



Şekil 2.3. Brayton soğutma çevrim denklem şeması



Şekil 2.4. Brayton soğutma çevrimi P-V ve T-S diyagramları

Brayton Soğutma, çevrimi Brayton güç çevriminin tam tersidir. Burada soğutucu akışkan olarak çevrimde hava kullanılmaktadır. Hava soğutmalı çevrimin prensip şeması Şekil 2.3'de ve ideal çevrimin T-S diyagramı da Şekil 2.4'de görülmektedir.

Brayton soğutma çevrimi aşağıda belirtilen hal değişimlerinden oluşur [2,3].

- 1-2 : Kompresörde adyabatik sıkıştırma
- 2-3 : Havanın sabit basınçta soğutulması
- 3-4 : Türbinde tersinir adyabatik genişleme
- 4-1 : Havanın sabit basınçta soğutacağı ortamdaki ısı iletilmesi

Çevre sıcaklığı  $T_0$  olup, soğutulan ortam  $T_L$  sıcaklığında tutulacaktır. Gaz 1-2 hal değişimi sırasında sıkıştırılır. Kompresör çıkışında (2 hali), yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz, daha sonra sabit basınçta çevreye ısı vererek  $T_0$  sıcaklığına soğutulur. Bu işlemi türbinde genişleme izler ve bunun sonunda gazın sıcaklığı  $T_4$ 'e düşer. Son olarak gaz,  $T_1$  sıcaklığına yükselinceye kadar soğutulan ortamdan ısı çeker

T-S diyagramında (4-1) eğrisi altında kalan alan soğutulan ortamdan çekilen ısıyı, ifade eder. (1-2-3-4-1) hallerinin çevrelediği alan ise çevrime giren net işi simgeler. Bu alanların birbirine oranı, çevrimin etkinlik katsayısı olup, aşağıdaki gibi ifade edilebilir [2,6].

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{W_{\text{net,g}}} \quad (2.12)$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{W_{\text{komp,g}} - W_{\text{türb,g}}} \quad (2.13)$$

Burada,

$$q_L = h_1 - h_4 \quad (2.14)$$

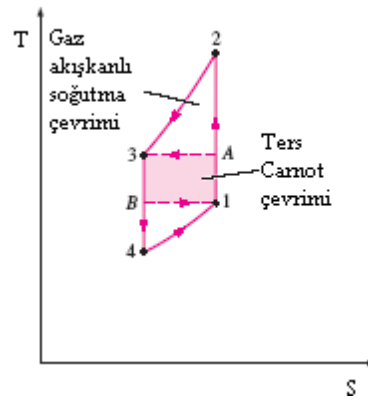
$$W_{\text{türb,g}} = h_3 - h_4 \quad (2.15)$$

$$W_{\text{komp,g}} = h_2 - h_1 \quad (2.16)$$

olmaktadır.

Isı aktarımının olduğu hal değişimleri sabit sıcaklıkta gerçekleşmediğinden, Brayton soğutma çevrimi, Ters Carnot çevriminden farklı bir davranış sergiler. Gerçekte gaz sıcaklığı ısı aktarımı işlemleri sırasında önemli ölçüde değişir. Bunun sonucu olarak, Brayton soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi veya Ters Carnot çevrimine göre daha düşük etkinlik katsayısına sahiptir. Bu durum Şekil 2.5’de verilen T-S diyagramından da açıkça görülmektedir. Ters Carnot çevrimi net işin küçük bir bölümünü harcarken, (1-A-3-B-1 dikdörtgen alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (B-1-4 altındaki üçgen alan).

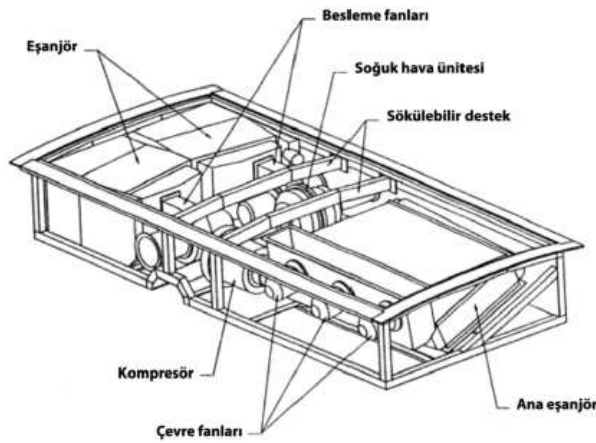
Gaz-akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları bağıl olarak düşük olmasına rağmen, iki cazip özelliği vardır. İlk olarak bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar ile çalışabildiklerinden, uçaklarda soğutma için elverişli hale gelirler, ikinci olarak, rejeneratör eklenerek gazların sıvılaştırılması veya kriyojenik uygulamalar için kullanılabilirler [2,6].



Şekil 2.5. Ters Carnot çevrimi T-S diyagramı

### BÖLÜM 3. BRAYTON SOĞUTMA ÇEVİRİMİ UYGULAMA ALANLARI

Yirminci asrın ilk yıllarında soğuk hava çevrimli sistemler gemilerde ve gıda üretimi ile muhafazasında kullanılmışlar, fakat kısa zaman sonra yerlerini soğuk buhar çevrimi ile çalışan sistemlere terk etmişlerdir. 1959 yılından itibaren jet tahrikli yolcu uçaklarında iklimlendirme soğutması ve kargo uçaklarında bozulabilecek malların soğutulması için uygulanmıştır. Uçaklardaki uygulamalardan sonra, kara taşıma araçlarının soğutmasında da uygulamasına geçilmiştir. Geliştirilen paket sistemler, Almanya’da hızlı trenlerde denenmiştir. ABD’de de vagonların serinletilmesi için paket üniteler geliştirilmiştir. Kruse ve ark. [7]. birbirine direkt akuple bir elektrik motoru, türbo kompresör ve genişleme türbininden meydana gelen yüksek devirli direkt akuple bir grup kullanmıştır [7]. ABD’de demiryolu vagonlarının iklimlendirilmesi için geliştirilen paket ünitesinde yüksek devirli bir elektrik motoru ile tahrik edilen bir radyal türbo kompresör ile, bir genişleme türbini ile tahrik edilen turbo fan kullanılmıştır [8].



Şekil 3. 1. Hızlı trenler için Almanya’da geliştirilen soğuk hava çevrimli kompakt ünite şeması [8].



Koren ve ark. [9]. gıda sanayinde kullanım alanları bulabilecek; soğuk hava çevrimi ile çalışan sistemler geliştirilmiştir. Projede, hem soğutma, hem de ısıtma amaçlı olarak kullanılabilir paket üniteler amaçlanmıştır. Bunlar soğutma ve ısı pompası olarak yüksek bir performans katsayısı (COP) sağlamıştır.

Prototipin yüksüz test çalışmasında genleşme türbininin çıkışında  $-114^{\circ}\text{C}$ , kompresör çıkışında ise  $+221^{\circ}\text{C}$  sıcaklık ölçülmüştür. Buna göre, işletme sırasında dondurma tüneline  $-64^{\circ}\text{C}$ , ısıtma tüneline  $+150^{\circ}\text{C}$  elde edilebilmiştir. Koren ve ark. [9]. donmuş gıda nakliye tırının üzerindeki paket soğutucunun gövdesi kullanılmıştır. Üretilen hava çevrimli bu paket ünite ile yapılan denemelerde cihaz  $-20^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta 7,8 kw soğutucu üretmiştir. Bu kapasitenin konvansiyonel soğutucuya göre % 8 fazlalık gösterdiği tespit edilmiştir. Ancak, dizel motoru tahrikli makinenin yakıt sarfiyatının oldukça fazla olduğu görülmüştür. Sistem kısmi yükte çalıştırıldığında; yakıt sarfiyatı orijinal soğutucuya göre % 200'den % 80'e düşmüştür. Sistem elemanlarının optimize edilmesi ile tahrik enerjisinin düşürülebileceği ve pratikte soğutucunun çalışma süresinin büyük bir bölümünün kısmi yükte olduğu göz önünde bulundurulursa, hava çevriminin bu sistemlerde de kullanılabilirliği açıktır. Yine de bu sistemlerin imalat ve işletme maliyetindeki ucuzlamalar teknolojik gelişmeler sonucunda yaygınlaşabileceği öngörülmektedir. Soğutma çevrimli sistemin çalıştırılabilmesi için yüksek güçlerde elektrik motorları ve bu motorların çevirdiği radyal turbo kompresörler gerekmiştir [8]. Düşük sıcaklıklı bir ortam yaratabilmek için tercih edilebilecek seçimlerden biri mekanik soğutuculardır. Bu soğutucuların etkin olarak kullanıldığı Brayton soğutma çevrimi sistemleri alanında yeterli çalışmalar yapılmamıştır. [10,11]. Son yıllarda sonlu zaman termodinamik anlayışını kullanarak yapılan Brayton güç çevrimleri üzerine çalışmalar vardır. Bu çalışmalar arasında Tyagi ve ark. [12] yeni bir termo-ekonomik yaklaşım kullanılarak geri dönüşümü olmayan yenileyici Brayton soğutma çevrimi ile ilgili yapılan detaylı bir parametrik çalışma sunmuşlardır [12]. Cheng ve ark. [13] tersinmez Brayton çevriminin güç optimizasyonu için bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, üç tip tersinmezlik içeren gerçek bir model kullanmışlardır. Isı kayıpları, ısı kaynağı sıcaklıkları oranı ve çevrimin içinde yer alan bileşenlerin veriminin, maksimum güç çıkışı ve ısıl verime olan etkilerini incelemişlerdir [13].

### 3.1. Uçak Klima Sistemi

Uçaklardaki klima sistemi, uçak içindeki ortamı arzu edilen basınç, sıcaklık ve ferahlık seviyesinde sabit tutmak için dizayn edilmiştir. Normal koşullarda hava ihtiyacı uçak pnömatik sistemi yardımı ile motorunun kompresör kademesinden, yardımcı güç kaynağından (APU: auxiliary power unit) veya uçak yerde bulunuyorsa herhangi bir güç kaynağından elde edilir. Motordan alınan bu sıcak hava soğutulur, şartlandırılır ve kompartımanlara gönderilir, ardından otomatik basınç regülatör valfleri ile ortamdan alınır.

Motordan alınan sıcak hava kanallar vasıtası ile paket klima ünitelerine yönlendirilir. Bu üniteler sıcak havanın içine girip soğutulmuş olarak çıktığı paket sistemler olarak tanımlanabilir. Ünitelerden, soğutulmuş olarak çıkan hava, soğuk hava manifolduna gelir. Bu arada motordan çekilen sıcak havanın bir kısmı da herhangi bir işleme uğratılmadan daha sonra kullanılmak üzere sıcak hava manifolduna gönderilir. Kabinlere gönderilecek olan kullanım havası doğrudan motordan gelen bu sıcak hava ile paket ünitelerden gelen soğuk havanın karıştırılmasından elde edilir [14].

Klima sisteminin bir alt sistemini oluşturan paket klima üniteleri ya da soğutma paketleri, pnömatik sistemden sağlanan havayı, kullanılacağı kabinler için uygun nem ve sıcaklık değerine şartlandırma işlemi yaparlar. Uçakta iki adet olan paket üniteler birbirine fonksiyon olarak denktir, otomatik ve birbirinden bağımsız olarak çalışırlar. Üniteler paketi olarak adlandırılır ve klima kompartımanının merkezinde bulunurlar. Her bir ünite sırasıyla şunları içerir; paket ünite kapama valfi, akış kontrol valfi, soğutma ünitesi (kompresör, türbin, fan, ısı değiştirgeci, buzlanma önleyici valf, by-pas valfler), sıcaklık kontrol valfi (türbin by-pass valfi), seperatör, soğutma havası.

Kompresör çıkışından alınan bir miktar yüksek basınçlı hava, uçak soğutma sisteminde kullanılmak için çekilir. Çekilen sıcak hava ısı değiştirgecinde ana kompresör giriş tarafından çekilen hava vasıtasıyla soğutulduktan ve genişleme türbininde genişletildikten sonra; soğumuş olarak, kabin içine sevk edilir. Genleşme türbini soğutma havası fanını tahrik eder [7].

Türbin kanatlarını döndüren güç aynı shaft üzerinde bulunan kompresör ve fan kademelerinin de dönmesini sağlar. Türbinde ilerlerken sıcak havadan ayrılan ısı enerjisi ile havanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığının bile altına düşmektedir.

Türbinden ayrılan havanın içindeki su buharı, soğumadan dolayı yoğunlaşır ve sıvı formunu alır. Bu sıvının % 80 seperatörde damlacık halde iken tutulurken geri kalanı atalet kuvvetleri prensibine göre ayrıştırılır. Türbin çıkış havası sıcaklığı  $0^{\circ}\text{C}$  veya çığ noktası değeri altına düştüğü anda hava içinde buz kristalleri oluşur. Buzlanma sebebiyle seperatörün, dolayısı ile hava akışının kapanmasını önlemek üzere, sistem buzlanmayı önleyici kontrol sistemleri içerir.

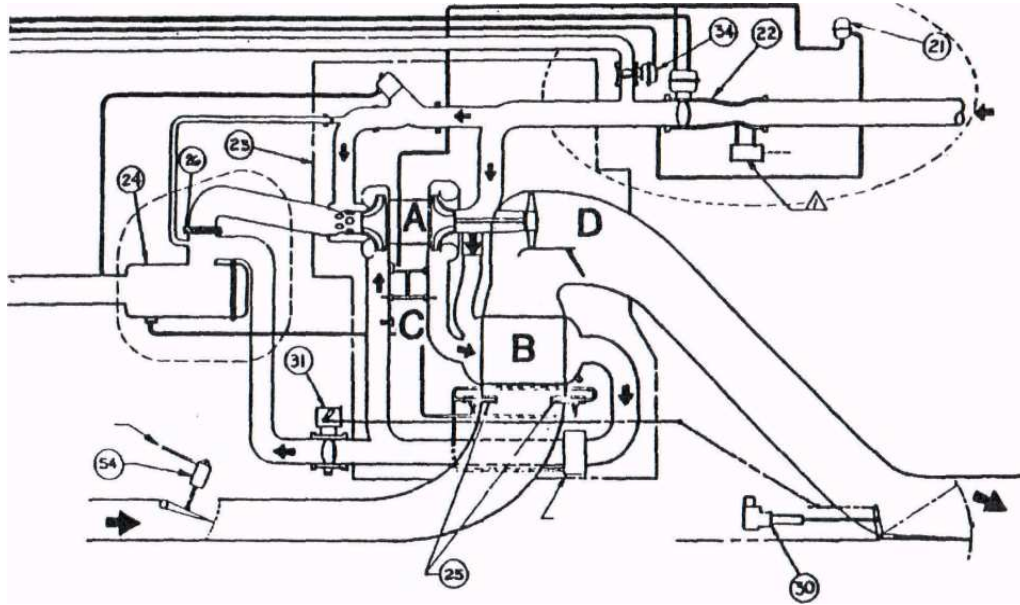
Uçak yerde iken ve taze hava basıncı söz konusu değilken, ısı değiştirgecinin ihtiyacı olan tüm havayı fan sağlar, bu esnada fan karşısında doğan hava akımı by-pas çek valfi kapalı tutar.

Paket üniteden ayrılan hava uçak içindeki; pilot kabini ve üç yolcu bölgesinden oluşan dört adet şartlandırılacak hacme gönderilmek üzere soğuk hava manifolduna gelirken düzenlemeler yapılır [14].

Sistemdeki aşırı sıcak ve aşırı soğuk sıcaklık değerleri, sıcaklık kontrolü yapılarak önlenmektedir. Nominal en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri  $63^{\circ}\text{C}$  ve  $-7^{\circ}\text{C}$  'tır. İlave bir korumayı ise her bir bölge kanalında bulunan termal anahtar sağlar. Bunlar, sıcaklık  $88^{\circ}\text{C}$  'a ulaşınca basınç ayar regülatörlerini kapatarak sistemi korurlar.

Sistemin soğutma ve ısıtma kapasitesi Şekil 3.2'de (31) no'lu türbin by-pas valfi ve soğutma havası çıkış kapısına kumanda edilerek kontrol edilebilir. Maksimum soğutma için by-pas valf kapatılır ve dışarıdan alınan soğutma havası çıkış kapısı tamamen açılır. Sıcaklığı arttırmak için ise by-pas valf açılırken çıkış kapısı kapatılır, böylece türbin girişindeki havanın bir kısmı by-pas olarak soğuk havaya karışır. Ancak türbin çıkışından hava çekilmesi; türbin gücünü düşürür dolayısı ile kompresör çıkış basıncı ve sıcaklık düşer, türbin güç kaybederken soğutma kapasitesi düşer ve aynı zamanda fan devri yavaşlayacağından ısı değiştirgeci ısı transfer kapasitesi de düşer.

Bütün bu problemlere neden olmamak için türbin by-pas valfinin ve hava çıkışının çalışması aynı elektriksel çalıştırıcıya bağlanmış biri açılırken diğerinin otomatik olarak kapanması sağlanmıştır.



- |                                      |                                      |
|--------------------------------------|--------------------------------------|
| 20. Paket ünite kapama valfi         | 25. Su enjektörü                     |
| 22. Akış kontrol valfi               | 26. Buzlanma önleyici ağ             |
| 23A. Hava çevrim ünitesi             | 30. Türbin by-pas valf çalıştırıcısı |
| 23B. Isı değiştirgeci                | 31. Türbin by-pas valf               |
| 23C. Türbin girişi sensör indikatörü | 34. Hava basıncı ayar valfi          |
| 23D. Taze hava odası                 | 54. Taze hava girişi çalıştırıcısı   |
| 24. Seperatör                        |                                      |

Şekil 3. 2. Uçak klima sistemi elemanlarının şeması

Türbin ve ısı değiştirgeci girişlerinde (aynı zamanda kompresör çıkışında) aşırı ısınmayı önlemek üzere termostatlar kullanılmaktadır; bunlar (22) no'lu akış kontrol valfi ile pnömatik bağlantılı olup, hava akışına etki ederler. Kompresör çıkış sıcaklığı 282°C'a ulaştığında kompresör çıkışı pnömatik termostatı hava akışını azaltır. Sıcaklık 299°C'a çıkarsa termostat hava kaynağını tamamen keser. Türbin girişindeki sıcaklık değeri türbin girişi sıcaklık sensörü tarafından 104 - 107°C olarak hissedildiği anda; türbin girişi pnömatik termostatı hava akışının keser. Sıcaklık normale döndüğünde ise akış kontrol valfi normal akış kontrolünü yapmak üzere otomatik olarak açılır ve hava akışını sağlar. Ancak akış kontrol valfinin kapanması çevrim gücünü düşüreceğinden

bahsedilen yerlerdeki sıcaklıklar ortalama (Türbin girişi : 104,5 - 107°C; Kompresör çıkışı : 282°C - 299°C ) değerlerde tutulur. Şayet termostatlar arızalı ise ve kompresör çıkış sıcaklığı 304°C veya türbin giriş sıcaklığı 135°C olursa ilgili yerlerde bulunan sigortalar eriyerek akış kontrol valfini geri dönüşümsüz olarak kapalı konuma getirir, bu durumda paket ünite kullanım dışı kalır [14].

(20) no'lu paket ünite kapama valfi uçak pnömatik sisteminden gelen havayı, kendisine iletilen elektrik sinyallerine göre ayarlamak ve kesme görevini yapar. Kelebek valften ibarettir ve elektiriksel olarak çalıştırılmaktadır.

(22) no'lu akış kontrol valfi paket klima ünitesi öncesine konulmuştur ve pnömatik sistemden gelen havanın paket ünitelere sabit hacimli akışını sağlar. Pnömatik olarak çalışan elektrik kontrollü bir kelebek valftir. Ventüri tipi valf; gövde, kelebek valf, pozisyon indikatörü, selenoid, servo valf ünitesi ve manuel kumandası, filtre, basınç düşürme valfi, valf çalıştırıcısı, ventüri gövde ünitesiden oluşur.

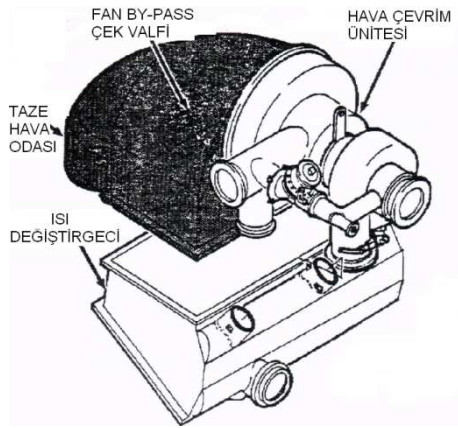
Valf hava akışını pilotun uçuş kontrol kabininde normal veya ekonomik konumu seçmesine bağlı olarak ayarlar. Herhangi bir arıza veya elektrik kesintisinde, valf yay yükü taşıdığından yay etkisi ile açık konuma geçer ve böylece arıza halinde dahi hava akışı devam ederek havasızlık problemini önler [14].

### **3.2. Soğutma Ünitesi**

Paket soğutma üniteleri paket (1) ve paket (2) olarak adlandırılır ve klima bölmesinde yer alırlar. Ünite pnömatik sistemden gelen sıcak havayı soğutma işlemi yapar ve uçağa şartlandırılmış hava teminini sağlar. Soğutma, türbin gücü ile dönen mil üzerindeki kompresör, türbin ve fan grubu ile gerçekleştirilir. Motordan pnömatik sistem yolu ile gelen sıcak hava kompresör girişine kanalize edilir, burada sıcaklık ve basıncı bir miktar arttırıldıktan sonra bir miktar soğutulma amacı ile ısı değiştiricisine yönlendirilir. Isı değiştiricisinde ön soğuyan hava türbine girer, türbin kanatlarına çarpan hava, kanatları döndürürken bütün enerjisini bırakır ve soğur. Bu arada dönme hareketi türbinle aynı mil üzerinde bulunan kompresör ve ısı değiştiricisine dışarıdan soğuk hava temin eden fana iletilir. Fan gücü ile çekilen

hava ısı değiştiricisi üzerinden kayar ve diğer kanallardaki sıcak havayı soğutarak dışarı atılır. Fan uçak yerde iken kullanılır, uçuşta ise dış hava basıncı yeterli olur. Türbine enerjisini bırakıp donma noktası değerinden daha çok soğumuş olarak ayrılan hava seperatöre yönlendirilir. Burada içindeki su damlacıkları tutulur [14].Türbün girişindeki havanın sıcaklığı bu kanalda bulunan sıcaklık sensörleri tarafından ölçülür ve sıcaklık değeri elektrik sinyali olarak sıcaklık kontrol sistemindeki paket ünite çıkış sıcaklığı kontrolörüne iletilir.

Her bir paket ünite şu elemanlardan oluşur; hava çevrim ünitesi (kompresör, türbün, fan ve buzlanma önleyici valf), havadan havaya ısı değiştirgeci, taze hava ya da soğutma havası kanalı, fan, fan difüzeri ve fan by-pas çek valf, buzlanma önleyici valf [14].



Şekil 3. 3. Soğutma ünitesi [9].

### 3. 3. Hava Çevrim Ünitesi

Hava çevrim ünitesi aynı mil üzerinde bulunan kompresör, türbün ve fandan oluşur. Ünite; kompresör giriş ve çıkış kanalına, türbün giriş ve çıkış kanalına ve kompresör by-pas çek valfine tutturulmuş bir yuva içindedir.

Mil; biri türbün ve kompresör arasında bulunan, diğeri kompresör ve fan arasında bulunan iki yatak ile desteklenmektedir. Yataklar çalışma esnasında doğacak dış titreşimi ve yükü önlerler. Eksenel yükleri sönümlemek üzere türbünün hemen yanında ikinci yatak bulunur.

### 3.4. Kompresör

Hava çevrim ünitesinin ilk fonksiyonunu yerine getirir, akış kontrol valfinden gelen sıcak sistem havasının sıcaklık ve basıncını artırır. Kompresör çıkışında oluşacak basınç, kompresör by-pas kanalındaki çek valfin yeniden kullanım havasını kesmesine neden olur. Çevrim ünitesinden daha soğuk hava elde edilmesi istenildiğinde; havanın bir kısmı doğrudan türbine gönderilerek kompresör devri yavaşlatılır. Kompresör çıkış basıncının giriş basıncından fazla olması halinde kompresör by-pas çek valfi açılır ve havayı kompresör çevresine by-pas eder. Kompresör çıkış kanalında bulunan kompresör çıkışı pnömatik termostatu ve aşırı sıcaklık sigortaları üniteyi aşırı ısınmaya karşı korur [14].

Bu hat termostat ve sigortadan akış kontrol valfine iletilir; eğer kompresör çıkış sıcaklığı limit sıcaklık değerinden fazla olursa, termostat valf çalıştırıcısını havalandırır ve valf hava kaynağını keser veya yavaşlatır. Sıcaklık normale dönünce termostat kapanır ve valf çalışmasına devam eder. Sigortalar tek kullanımlıktır ve termostat bozulduğu zaman görev yapan ikincil korumadır. Birinci koruma (pnömatik termostat) bozulursa ve kompresör çıkış sıcaklığı limit değeri aşarsa sigortalar erir ve pnömatik basınç akış kontrol valfi çalıştırıcısına iletilir.

### 3.5. Türbin

Hava soğutma çevriminin ikinci adımını oluşturur. Sıkıştırılan hava ısı değiştirgecinde bir miktar soğuduktan sonra ısını enerji formunda vereceği türbine gelir. Bu enerji ile kompresör ve soğutma fanının dönmesi sağlanırken hava sıcaklığı dış ortam sıcaklığının altına kadar soğuyabilir [14].

Türbin giriş kanalında bulunan türbin girişi pnömatik termostatu ile aşırı sıcaklık sigortaları üniteyi aşırı ısınmaya karşı korur. Bir hissedici hattı termostat ve sigortadan akış kontrol valfine iletilir; eğer türbin giriş sıcaklığı limit sıcaklık değerinden fazla olursa, termostat valfi havalandırır ve valf hava kaynağını keser veya yavaşlatır. Sıcaklık normale dönünce termostat kapanır ve valf çalışmasına devam eder.

Türbinin düşük hızda çalıştırılması; türbine giren havadan daha az enerji ayrılmasına dolayısıyla türbin çıkış havası sıcaklığının yüksek olmasına neden olur. Aynı şekilde kompresörün düşük hızda çalıştırılması ise; kompresör çıkış basıncını düşürecek giderek bu basınç giriş basıncına eşit olacaktır. Böyle bir durumda kompresör by-pas çek valfi açılır ve havayı kompresör çevresinde dolaştırır [14].

### 3.6. Fan

Hava çevrim ünitesinin bir elemanı olarak soğutma havası kanalında yer alır, ısı değiştirgeci için dış ortamdan soğutma havası temin eder ve bu havayı tekrar dış ortama tahliye eder.

### 3.7. Isı Değiştiricisi

Değiştirgeç; havadan havaya ısı geçişi sağlar. Kompresörden gelen sıcak havayı, uçuş esnasında; dışarıdan gelen soğuk hava ile, uçak yerdeyken ise soğutucu türbin fanı yardımı ile çekilen soğuk hava ile soğutur. Sıcak ve soğuk hava kendilerine ait kanallarda akarken, düzgün bir karşı akış için aynı yönde girer ve aynı yüzeyden ayrılırlar [14]. Sıcak hava kanalları değiştirgecin çekirdeğini oluşturur ve hava giriş çıkışı arasındaki bağlantıyı sağlar. Kanal destekleri karşı hava akışı için dikdörtgen şeklinde bir bölge oluşturur, böylece taze ve soğuk dış ortam havası buradan geçip kanala doğru ilerlerken, kompresör çıkışından veya kompresör by-pas çek valfinden gelen ve tüpler içinden geçen sıcak havayı soğutur. Buradan çıkan dış ortam havası, taze hava odasını geçer ve dışarı atılır.

Değiştiricisinin çıkış manifoldu orta bölgesinden ayrılan bir hat, az miktardaki hava basıncını su enjektörüne iletir. Enjektör, seperatörde birikmiş olan suyu ısı değiştirgeci girişine doğru, taze hava içine püskürterek bu havanın soğutma kapasitesini artırır.



### 3.8. Soğutma Havası

Bu hava dış ortamdan alınır ve ısı değiştiricisine girecek havanın ilk soğutulması için kullanılır. Ancak soğutma havası girişi kalkış ve inişte kapalıdır. Uçuş esnasında ve uçak yerde iken ise açıktır. Çıkış ağzı sıcaklık kontrol valfine bağlı bir kapakçıkla istenen miktarda hava akışı sağlar.

### 3.9. Acil Taze Hava Girişi

Soğuk hava girişinin arkasında yer alır ve uçak içine taze hava girişini sağlar. Kabin fark basıncına göre otomatik olarak çalışır. şayet uçuş esnasında basınç farkı düşük olursa otomatik olarak açılır. Taze hava odası klima bölmesinde yer alır çok yüksek sıcaklığa dayanıklı yapıdadır. Fiberglas yapısı ile ısı değiştirgecinden ayrılan soğutma havasını fan by-pas çek valfi girişine gönderir [14].

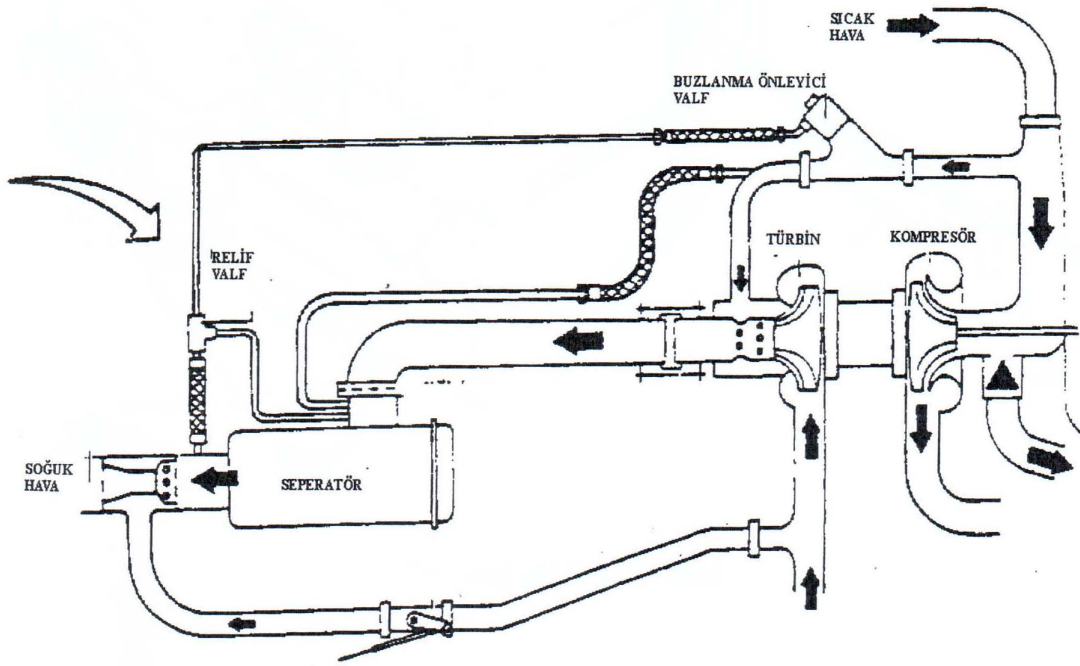
### 3.10. Fan By-Pas Çek Valfi

Dikdörtgen şeklindeki kanatçıktan yüksek ısıya dayanıklı fiberglas malzemedен yapılmıştır. Uçak yerde iken fan tarafından sağlanan soğutma havası basıncı etkisi ile valf kapalı kalır. Uçuş esnasında ise taze hava yani dışarıdan gelen hava basıncı, fanın sağladığı basınçtan fazla olacağı için valf açık konuma geçer.

### 3.11 Buzlanma Önleyici Valf

Her bir hava çevrim ünitesinde kompresör giriş kanalı ile türbin çıkışı arasında bulunan valf, seperatörde ve türbin çıkışında oluşabilecek buzlanmayı önlemek üzere pnömatik sistemden gelen sıcak havayı by-pas eder. Valf; buzlanma önleyici metal ağ ile seperatör arasındaki basınç farkına göre çalışır. Metal üzerinde buzlanma olması halinde akış zorlanacağından ağ çıkışında basınç düşümü olacak bu da valfe yansıyacaktır. Buzlanma önleyici valfin birinci ve ikinci bölgesinde basınç değeri hissedilir.

Valf kapakçığı yay kuvveti ile kapalı durduğu için buzlanma yoksa ve metal ağ ile seperatör arasında normal bir fark basınç varsa, valf kapalı konumdadır. Eğer buzlanma başladı ise birinci bölgede hissedilen çıkış basıncına oranla ikinci bölgedeki giriş basıncı artma gösterir. Fark basınç değeri önceden belirlenmiş olan sıcak hava değerinin üstüne çıktığında ise; ikinci bölge, valf kapakçığını açılmaya zorlar. Böylece kompresör girişinden türbin çıkışına doğru sıcak hava akar ve türbin çıkış havası ile karışarak sıcaklığı arttırırken buzlanmayı önler [14].



Şekil 3. 4. Seperatör ve buzlanma önleyici valf. [14].

### 3.12. Paket Ünite By-pas Çek Valfi

Kompresör giriş basıncı çıkış basıncından çok olduğunda; kompresörden havayı by-pas ederek doğan yükü azaltır. Normal konumda kapalı olan kanatlar fark basınç doğması halinde açılır ve üzerindeki ok yönünde hava akışına izin verir.

### **3.13. Hava Çevrim Ünitesi Pnömatik Termostatı**

Kompresör çıkışı ve türbin girişindeki pnömatik termostatlar fark basınca göre çalışır ve hava çevrim ünitesini; gerek kompresör çıkışı gerekse türbin girişinde oluşabilecek aşırı ısıya karşı korurlar.

### **3.14. Seperatör**

Seperatör klima kompartımanında bulunur ve hava çevrim ünitesinden sonra yer alır. Soğuk türbin çıkış havası içindeki nemi ve su damlacıklarını merkezkaç kuvvetleri etkisi ile tutarak tahliye eder [14].

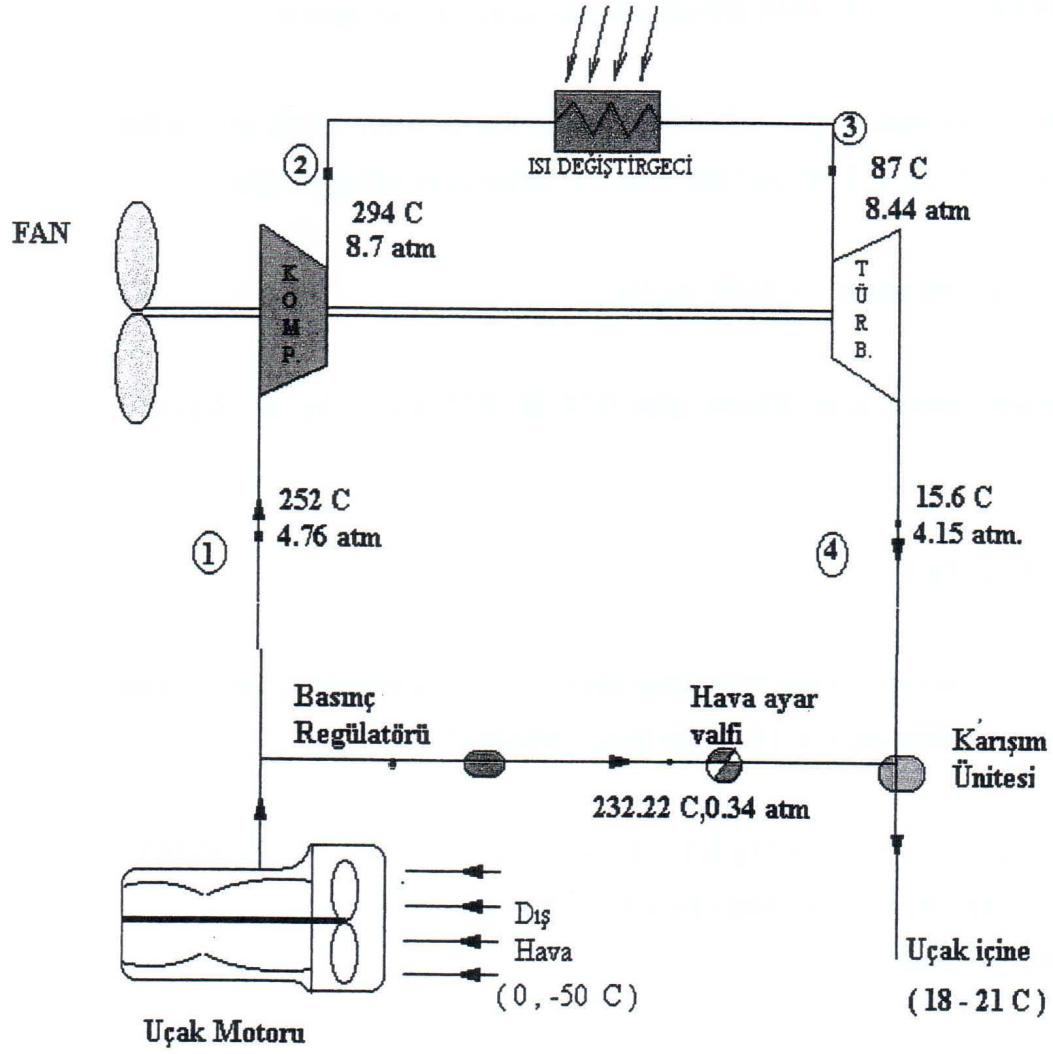
### **3.15. Su Enjektörü**

Enjektör seperatörde birikip gelen suyu ısı değiştirgeci soğutma havası içine püskürtme görevi yapar. Püskürtülen su buharlaşır ve ısı değiştirgecinde soğutucu etki yapar. Enjektörden suyun püskürtülmesini, enjektör içine giren yüksek basınçlı hava sağlar. Hava orifisten geçerken oluşturduğu vakum etkisi ile suyu çeker ve çıkıştan püskürtür [14].

### **3.16. Klima Sistemi Acil Taze Hava Dağıtım Alt Sistemi**

Her iki soğutma ünitesinin arızalanması halinde; acil taze hava girişleri kabinlere ve elektronik ekipman kompartımanına taze hava yani dış ortam havası sirkülasyonu sağlar. Acil hava girişi boyunca, hava sol soğutma ünitesi soğuk hava girişine doğru akar daha sonra çek valf ten geçerek manifolda girer.

Normal çalışma şartlarında şartlandırılmış havanın taze hava girişinden kaçmasını önlemek için bir çek valf kullanılır. İki yarım daire şeklindeki kanattan oluşan valf yay kuvveti ile kapalı konumda durur. Gerektiğinde gövdesine kazılı olan ok yönünde açılarak taze havaya yön verir [14].



Şekil 3. 5. Airbus 310 tipi uçağın paket ünitelerdeki proses şeması [14].

## **BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOT**

Bu çalışmada açık çevrime göre çalışan bir Brayton soğutma makinesi tasarlanmıştır. Brayton soğutma makinesi sıkıştırılıp yüksek sıcaklık ve basınca çıkartılan gaz akışkanın (hava) sabit basınçta ısısının alınmasından sonra genişleyerek sıcaklığının düşmesi prensibine göre çalışır. Sistemde bulunan gaz akışkan (hava) pistonlu hava kompresöründe sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve basınca ulaşır. Daha sonra hava sirkülasyonlu eşanjör ve elektrikli fan yardımıyla sabit basınçta çevreye ısısını verir, yakınsak-ıraksak lülede genişleyerek geçen gaz akışkanın sıcaklığı düşer.

Brayton soğutma çevriminde kompresörden çıkan sıcaklığı ve basıncı yüksek olan gaz ısı değiştiricisinden geçirilerek soğutulur. Daha sonra türbinde genişleyerek soğutulan gaz, ikinci bir ısı eşanjöründe ortamdan ısı çekmek için kullanılır. Brayton soğutma çevrimi ile çalışan soğutma makinelerinde kompresör ve türbin tümleşik olarak çalışmaktadır. Böyle bir sistemi kurma maliyetleri bireysel ekonomik sınırların üzerinde olduğundan, yüksek devirli türbinle gerçekleştirilen hızlı genişleme yakınsak-ıraksak lüle ile sağlanmıştır.

Bu deneysel çalışmada, açık çevrime göre çalışan bir soğutma makinesi tasarlanmıştır. Brayton soğutma makinesinde soğutma, sıkıştırılıp yüksek sıcaklık ve basınca çıkartılan gaz akışkan (havanın) sabit basınçta ısısının alınmasından sonra genişleyerek sıcaklığının düşmesi ile sağlanmıştır. Sistemde bulunan gaz akışkanı (hava), pistonlu hava kompresöründe farklı kademelerde ki ( $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$  ve  $8 \times 10^5$  Pa) basınçlarda sıkıştırılarak, yüksek sıcaklık ve basınca çıkarılmıştır. Daha sonra hava sirkülasyonlu eşanjör ve elektrikli fan yardımıyla sabit basınçta çevreye ısısını verip, yakınsak-ıraksak lülede genişletilerek sıcaklığı düşürülüp ortam soğutulmuştur.

#### 4.1. Materyal

Brayton soğutma makinesi deneyleri T.C. Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Ana Bilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır.

Laboratuvarda yer alan deney düzeneğinde;

1. Deney düzeneğine gaz akışkan (hava) vermeyi sağlayacak olan pistonlu hava kompresörü,
2. Basıncı ölçmeye yarayan manometre,
3. Hava sirkülasyonlu eşanjör giriş ve çıkış sıcaklığını, lüle çıkış sıcaklığını ölçmek için dijital termokupl,
4. Ara soğutucu olarak hava sirkülasyonlu eşanjör,
5. Hava sirkülasyonlu eşanjörü destekleyici elektrikli fan,
6. Sisteme giren gaz akışkan (hava) debisini kontrol etmek için küresel vana,
7. Soğutucu olarak yakınsak ıraksak lüle,

yer almaktadır.

Brayton soğutma makinesi deney düzeneği görünüşü Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de görülmektedir.





Şekil 4. 2. İmal edilen Brayton soğutma makinesi

#### 4.1.1. Pistonlu hava kompresörü

Bu deneysel çalışmada Şekil 4.3’de görülen pistonlu tip hava kompresörü kullanılmıştır. Depo hacmi 300 lt., motor gücü 3HP , hava emiş kapasitesi 290 lt/dak, çıkış basıncı 1000 kpa ve kompresör devri 720 devir/dakika’dır.



Şekil 4. 3. Pistonlu tip hava kompresörü



#### 4.1.2. Hava sirkülasyonlu eşanjör ve fan

Otomotiv endüstrisinde kullanılan alüminyum malzemeden yapılmış elektrikli bir ara soğutucu (hava sirkülasyonlu eşanjör) kullanılmıştır. Eşanjör'e davlumbaz ve fan ilave edilerek soğutma kapasitesi artırılmıştır. Fan 200 mm çapında, 7 kanatlı, 750 m<sup>3</sup>/saat kapasiteli, 85 watt gücündedir.



Şekil 4. 4. Hava sirkülasyonlu eşanjör ve fan

#### 4.1.3. Dijital termokupl

Sistemin lüle giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığını ölçmek için kullanılmıştır. Çalışma sıcaklıkları ; iç ortam (-10 °C ; + 60 °C ), dış ortam (-50 °C ; + 70 °C )



Şekil 4.5. Dijital termokupl

#### 4.1.4. Manometre

Sistemde dolaşan havanın basıncını ölçmek için manometre kullanılmıştır. Manometrenin çalışma sıcaklıkları (-20 °C; +60 °C) olup çalışma basınç aralıkları (0 - 10 x 10<sup>6</sup>) (bar) dır.



Şekil 4. 6. Manometre

#### 4.1.5. Küresel vana

Çalışma basıncı (0-20) bar, maksimum çalışma sıcaklığı (-20°C; +120°C) olan sisteme giren hava debisinin kontrolü için küresel tip vana kullanılmıştır. Çalışma basıncı (0 – 20) bar olup (-20 ile 120°C) arasında çalışabilmektedir.



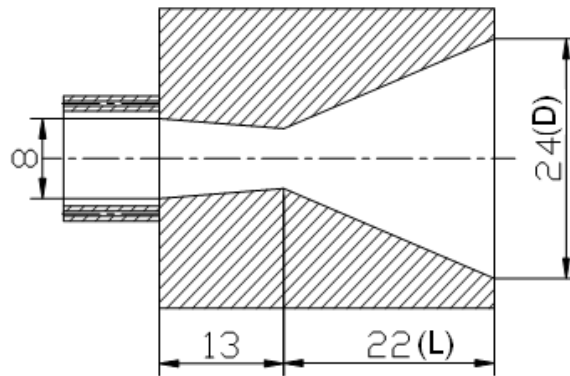
Şekil 4.7. Küresel vana

#### 4.1.6. Yakınsak-ırsaksak lüle

Lüle giriş-çıkış alan oranı 1/3 olacak şekilde genel imalat çeliğinden torna edilerek üretilmiştir. Hava yayıcı lülenin giriş alanı  $5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ , çıkış alanı  $45 \times 10^{-5} \text{ m}^2$  ve lüle boğazında 1/3 oranına dikkat edilerek uygun boy-çap oranı ile tasarlanıp imal edilmiştir.



Şekil 4.8. Yakınsak-ırsaksak lüle



Şekil 4.9. Yakınsak-ırsaksak lüle teknik resmi

#### 4.2. Metot

Deneylere başlamadan önce pistonlu tip hava kompresör tüm boru bağlantıları ve elektrik giriş bağlantıları kontrol edilerek ünite üzerindeki manometre basıncının '0' olduğu gözlemlenmiştir. Brayton soğutma makinesi pistonlu tip hava kompresörüne yüksek basınca dayanıklı hortum ile bağlanmıştır. Hava kaçaklarının olmadığı manometreler vasıtası ile gözlemlenmiştir. Eşanjör fan elektrik bağlantısı yapılmıştır.

Ölçümlere başlamadan önce pistonlu tip hava kompresörü çalıştırılarak ( $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$ ) gerekli basınca gelmesi sağlanmıştır. Pistonlu tip hava kompresör istenilen çalışma basıncına getirildikten sonra küresel vana ile basınçlı hava deşarj edilmiştir. Kronometreden bir dakika süreyle Brayton soğutma makinesi üzerindeki manometre ve dijital termokupl göstergelerinden ölçümler yapılmış veriler kaydedilmiştir. Sonuçlar grafik haline getirilip incelenmiştir.

#### 4.2.1. Hesaplama yöntemleri

Deney düzeneğinde ölçüm yöntemiyle elde edilen veriler ve Tablo 4.1 deki değerler aşağıdaki denklemlerde yerine konularak T,V,P,  $\rho$  değerleri hesaplanmıştır.

Sonsuz küçük basınç dalgalarının bir ortamda ilerleme hızı ses hızıdır. Ses hızı bir ideal gaz için aşağıdaki (4.17) no'lu denklem gibi ifade edilmiştir [2,6].

$$c = \sqrt{kRT} \quad (4.17)$$

Mach sayısı bir akışkanın gerçek hızının aynı haldeki ses hızına oranıdır. Mach sayısı (4.18) no'lu denklem gibi ifade edilmiştir [2,6].

$$V = M_a \cdot c \quad (4.18)$$

$k = 1,4$  için Mach sayısına karşı  $Ma^*$  değeri farklıdır.  $Ma^*$  boğazdaki ses hızına göre boyutsuzlaştırılmış yerel hızdır.  $Ma$  ise yerel ses hızına göre boyutsuzlaştırılmış yerel hızdır. Bu hesaplama (4.19) no'lu denklemde ifade edilmiştir [2,6].

$$Ma^* = Ma \sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)Ma^2}} \quad (4.19)$$

Bir akışkanın aynı kütleli akış hızı ve durma özellikleri için; lüle içindeki A akış alanının boğaz alanına  $A^*$ , göre değişimini veren bir bağıntı (4.20) no' lu deklemler gibi ifade edilmiştir [2,6].

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[ \left( \frac{2}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right) \right]^{0.5(k+1)/(k-1)} \quad (4.20)$$

Sabit özgül ısı ideal gazların durma özelliklerinin statik özelliklerine oranı Mach sayısına bağlı olarak aşağıdaki (4.21),(4.22),(4.23) no'lu denklemler gibi ifade edilmiştir [2,6].

$$\frac{P}{P_0} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{-k/(k-1)} \quad (4.21)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{-1/(k-1)} \quad (4.22)$$

$$\frac{T}{T_0} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{-1} \quad (4.23)$$

Bu denklemlerde  $k = 1,4$  yerine konularak hesaplanmıştır. Bulunan değerler ile Tablo 4.1 oluşturulmuştur.

Tablo 4. 1. Mükemmel bir gaz için tek boyutlu, izentropik sıkıştırılabilir akış fonksiyonları ( $k=1,4$ )

Ma	Ma*	A/A*	P/Po	$\rho/\rho_0$	T/To
0	0	$\infty$	1,0000	1,0000	1,0000
0,1	0,1094	5,8218	0,9930	0,9950	0,9980
0,2	0,2182	2,9635	0,9725	0,9803	0,9921
0,3	0,3257	2,0351	0,9395	0,9564	0,9823
0,4	0,4313	1,5901	0,8956	0,9243	0,9690
0,5	0,5345	1,3398	0,8430	0,8852	0,9524
0,6	0,6348	1,1882	0,7840	0,8405	0,9328
0,7	0,7318	1,0944	0,7209	0,7916	0,9107
0,8	0,8251	1,0382	0,6560	0,7400	0,8865
0,9	0,9146	1,0089	0,5913	0,6870	0,8606
1,0	1,0000	1,0000	0,5283	0,6339	0,8333
1,2	1,1583	1,0304	0,4124	0,5311	0,7764
1,4	1,2999	1,1149	0,3142	0,4374	0,7184
1,6	1,4254	1,2502	0,2353	0,3457	0,6614
1,8	1,5360	1,4390	0,1740	0,2868	0,6068
2,0	1,6330	1,6875	0,1278	0,2300	0,5556
2,2	1,7179	2,0050	0,0935	0,1841	0,5081
2,4	1,7922	2,4031	0,0684	0,1472	0,4647
2,6	1,8571	2,8960	0,0501	0,1179	0,4252
2,8	1,9140	3,5001	0,0368	0,0946	0,3894
3	1,9640	4,2326	0,0272	0,0760	0,3571
5	2,2361	25,000	0,0019	0,0113	0,1677
$\infty$	2,2495	$\infty$	0	0	0

Yakınsak-ıraksak lüle depo basınç ve sıcaklığı  $2 \times 10^5 \text{Pa}$  ve  $295,5 \text{K}$  olup akım yakınsak bölgede ses altı, ıraksak bölgede ses üstü ve izentropiktir. Yakınsak-ıraksak lülenin boğaz giriş kesit alanı  $A_{\text{giriş}} = 5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ , çıkış kesit alanı  $A_{\text{çıkış}} = 45 \times 10^{-5} \text{ m}^2$  dir.

$A/A_0 = 3$  için Alan oranı (4.20 no'lu) denklemdeki Mach sayısı bağıntısından interpolasyon yöntemi ile aşağıdaki giriş ve çıkış Mach sayıları bulunmuştur.

$$Ma_{\text{giriş}} = 0,1987 \quad \text{ve} \quad Ma_{\text{çıkış}} = 2,6344$$

Tablo 4.1'den  $Ma = 0,1987$  yerine konularak aşağıda hesaplanmıştır.

$$\frac{P}{P_0} = 0,973$$

$$\frac{T}{T_0} = 0,992$$

$P_0 = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 295,5 \text{ K}$  yerine konularak aşağıda hesaplanmıştır.

$$P = 1946 \times 10^2 \text{ Pa}$$

$$T = 293,1 \text{ K}$$

(4.17) no'lu denklemde  $Ma_{\text{giriş}} = 0,1987$ ,  $T_0 = 295,5 \text{ K}$  yerine konularak  $c$  değeri hesaplanmıştır.

$$c = 342,3 \text{ m/s}$$

(4.18) no'lu denklemde  $M_1 = 0,1987$  yerine konularak  $V_{\text{giriş}}$  değeri hesaplanmıştır.

$$V_{\text{giriş}} = 68 \text{ m/s}$$

Hava yoğunluğunun belirlenmesinde (4.24) no'lu denklem kullanılmıştır. [15].

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} \quad (4.24)$$

$P_0 =$  Yakınsak-ıraksak lüle depo basıncı ( $2 \times 10^5 \text{ Pa}$ )

$T_0 =$  Yakınsak-ıraksak lüle sıcaklığı ( $295,5 \text{ K}$ )

$R =$  Hava için gaz sabiti ( $0,287 \text{ kJ/kgK}$ )

$$\rho_0 = 2358 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$$

Akış izentropik olduğundan Tablo 4.1’de  $Ma = 2,6344$  için bulunan değerler yerine konularak hesaplanmıştır.

$$\frac{P_{\zeta}}{P_0} = 0,1278$$

$$\frac{T_{\zeta}}{T_0} = 0,5556$$

$P_0=2 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $T_1=295,5 \text{K}$  yerine konularak  $P_{\zeta}, T_{\zeta}$  değerleri hesaplanmıştır.

$$P_{\zeta} = 2,556 \times 10^4 \text{Pa}$$

$$T_{\zeta} = 164,1 \text{K}$$

$Ma = 2,6344$  için Tablo 4.1’de bulunan değerler yerine konularak hesaplanmıştır.

$$\frac{\rho_{\zeta}}{\rho_0} = 0,2301$$

$$Ma^* = 1,6330$$

$$\frac{A_{\zeta}}{A^*} = 1,6875$$

$P_0 = 2 \times 10^5 \text{Pa}$ ,  $T_1 = 295,5 \text{K}$  yerine konularak  $\rho_{\zeta}, V_{\zeta}$  değerleri hesaplanmıştır.

$$\rho_{\zeta} = 542 \times 10^{-6} \text{ g/cm}^3$$

$$V_{\zeta} = 256,83 \text{ m/s}$$



## BÖLÜM 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

### 5.1. Teorik Hesaplamalar

Deney düzeneğinde yakınsak-ıraksak lüenin ıraksak bölgesindeki değişen Ma, T, P değerleri ölçüm yöntemiyle elde edilen veriler yardımıyla hesaplanmıştır. Şekil 4.9' da yakınsak-ıraksak lüenin L ve D boyutları tanımlanmıştır. Yakınsak-ıraksak lüenin uzunluğuna (L) bağlı, çap ölçüsü (D) değişimleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. 22 mm' lik ıraksak bölgedeki D boyları tablosu

L (mm)	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
D (mm)	7,64	9,27	10,9	12,6	14,2	15,8	17,5	19,1	20,7	22,4	24

Yakınsak-ıraksak lüenin boğaz kısmında akış hızının ses hızına ulaştığı ve hava için  $k = 1,4$  olduğu kabul edilmiştir [15,16,17]. Boğaz bölgesi için (4.23) no'lu denklemde  $Ma = 1$  ifadesi yerine konulup  $T_b$  değeri hesaplanmıştır.

$$T_b = 2T_0 / (k+1) = 246,25K$$

(4.21) no'lu denklem de  $Ma = 1$  yerine konularak  $P_b$  değeri hesaplanmıştır.

$$P_b = 1,056 \times 10^5 \text{ Pa}$$

(4.22) no'lu denklem de  $Ma = 1$  yerine konularak  $\rho_0$  değeri hesaplanmıştır.

$$\rho_0 = 36 \times 10^{-7} \text{ g/cm}^3$$

Iraksak kısımdaki sıcaklık, basınç ve yoğunluk profilinin bulunması için yakınsak-iraksak lüle giriş kesit yarıçap, boğaz kesit yarıçap ( $D$ ,  $D_b$ )  $P_0$ ,  $T_0$  değerlerinden yararlanılmıştır. İlgili profillerinin bulunması için  $D/D_b$  oranlarına ait  $Ma$  sayıları hesaplanarak ve daha sonra bu  $Ma$  sayıları denklemde kullanılarak  $T$ ,  $P$ ,  $\rho$  değerleri bulunmuştur [8].  $D/D_b$  oranının  $Ma$  ile karşılaştırılması Şekil 5.2’de gösterilmiştir.

$Ma$  sayısının hesaplanmasında (5.25) ve (5.26) no’lu denklemlerden yararlanılmıştır [15,16,17].

$$A/A_0 = \left(\frac{D}{D_b}\right)^2 = \frac{1}{Ma} \left( \frac{\left(1 + Ma^2 \left(\frac{k-1}{2}\right)\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\left(\frac{k+1}{2}\right)} \right) \quad (5.25)$$

$$\left(\frac{D}{D_b}\right)^{4\left(\frac{k-1}{k+1}\right)} \left(\frac{k+1}{2}\right) Ma^{2\left(\frac{k-1}{k+1}\right)} - \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2 - 1 = 0 \quad (5.26)$$

(5.26) no’lu denklemde  $D/D_b = 1,346$  yerine konularak  $Ma = 0,34$  değeri hesaplanmıştır. (4.21),(4.22),(4.23) no’lu denklemlerde bulunan  $Ma$  değeri denklem (5.26)’ da yerine konularak  $T,P,\rho$  değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$T = 184,05 \text{ K}$$

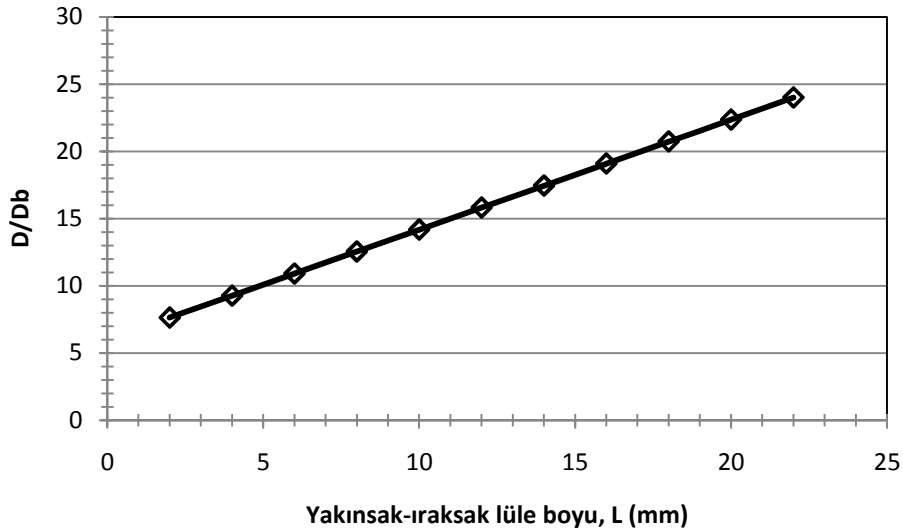
$$P = 1,24 \times 10^5$$

$$\rho = 366 \times 10^{-8} \text{ g/cm}^3$$

Yakınsak-ıraksak lüenin ıraksak bölgesindeki bütün  $D/D_b$  oranları için  $Ma$  sayıları hesaplanıp Şekil 5.2’de verilmiştir. Hesaplanan  $Ma$  değerleri (4.21),(4.22) ve (4.23) no’lu denklemlerde yerine konularak Tablo 5.2 oluşturulmuştur.

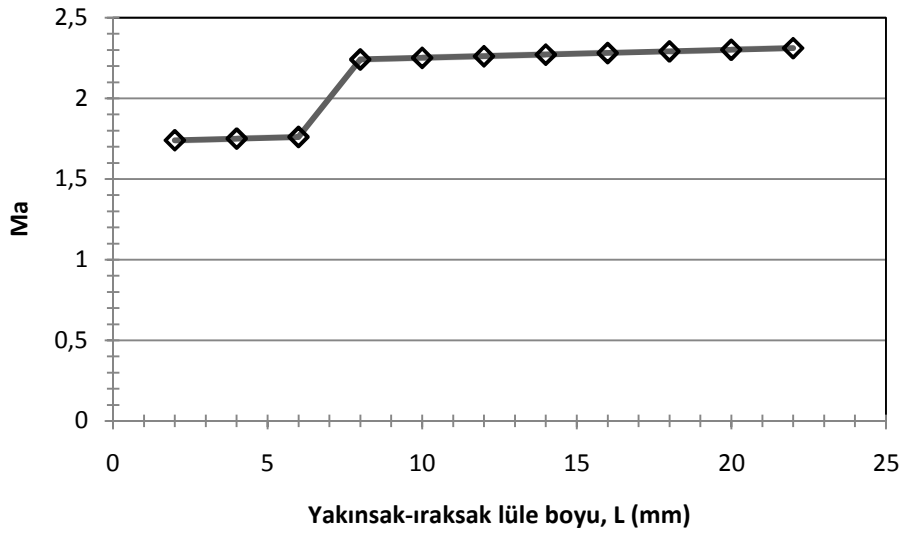
Tablo 5. 2. ıraksak bölgedeki havanın fiziksel özelliklerinin lüle boyuna göre değişimi

L(mm)	D(mm)	$D/D_b$	$Ma$	T(°K)	P(Pa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
2	7,64	1,273	1,74	184,05	124570,2	3,66
4	9,27	1,545	1,75	183,25	124031,0	3,67
6	10,91	1,818	1,76	182,46	123493,4	3,69
8	12,55	2,091	2,24	147,49	99824,31	4,57
10	14,18	2,363	2,25	146,83	99378,88	4,59
12	15,82	2,636	2,26	146,17	98935,45	4,61
14	17,45	2,908	2,27	145,52	98494,03	4,63
16	19,09	3,181	2,28	144,87	98054,60	4,65
18	20,73	3,455	2,29	144,22	97617,17	4,67
20	22,36	3,726	2,30	143,58	97181,73	4,69
22	24,00	4,000	2,31	142,94	96748,29	4,71



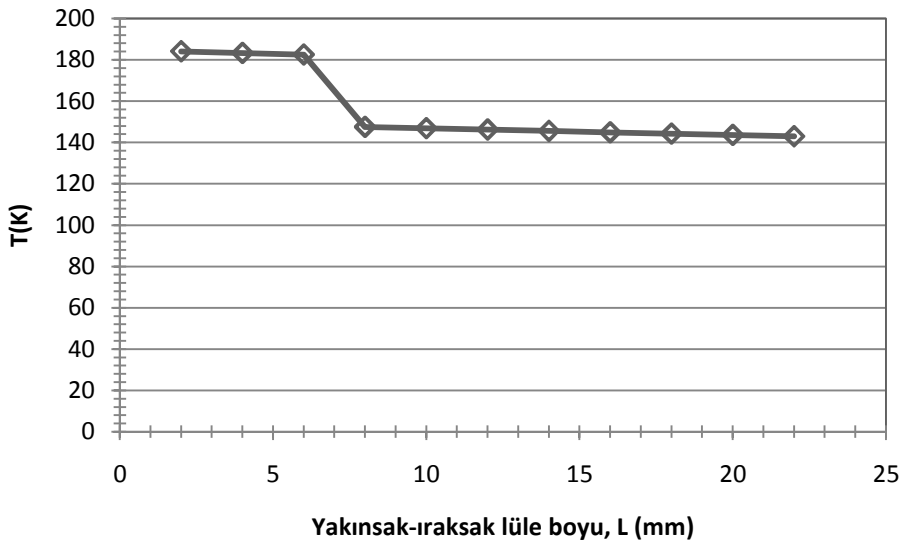
Şekil 5.1. Yakınsak- ıraksak lüle boyunca  $D/D_b$  oranı

Yakınsak-ıraksak lüenin, ıraksak bölgesindeki  $Ma$  değerlerinin, lüle uzunluğuna (L) göre değişiminin hesaplanabilmesi için bu kısımdaki  $D/D_b$  oranları belirlenmiştir. Şekil 5.1’de görüldüğü gibi lüle uzunluğu (L) arttıkça  $D/D_b$  oranı da artmıştır.



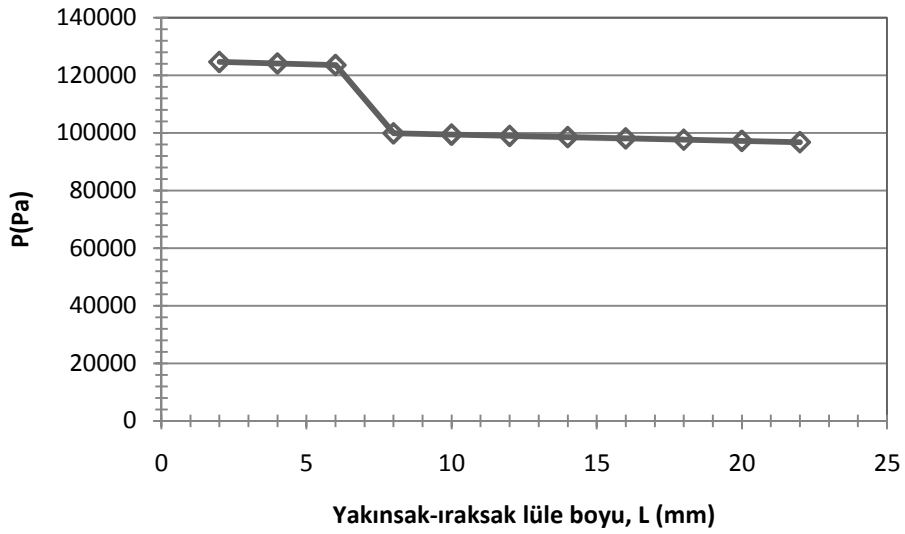
Şekil 5.2. Yakınsak- ıraksak lüle boyunca Ma sayısı değişimi

Yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölgesindeki Ma değerlerinin, lüle uzunluğuna göre değişimi Şekil 5.2'de verilmiştir. Yakınsak-ıraksak lülenin 2,4 ve 6 mm uzunlukları için Ma değeri 1,75 civarında sabit iken, 6-8 mm arasında Ma değeri artmış, 8-22 mm arasında ise Ma değeri yaklaşık 2,3 olmuştur. Çengel [2,6]' ya göre yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölgesindeki Ma değeri 1'den büyük olmalıdır.



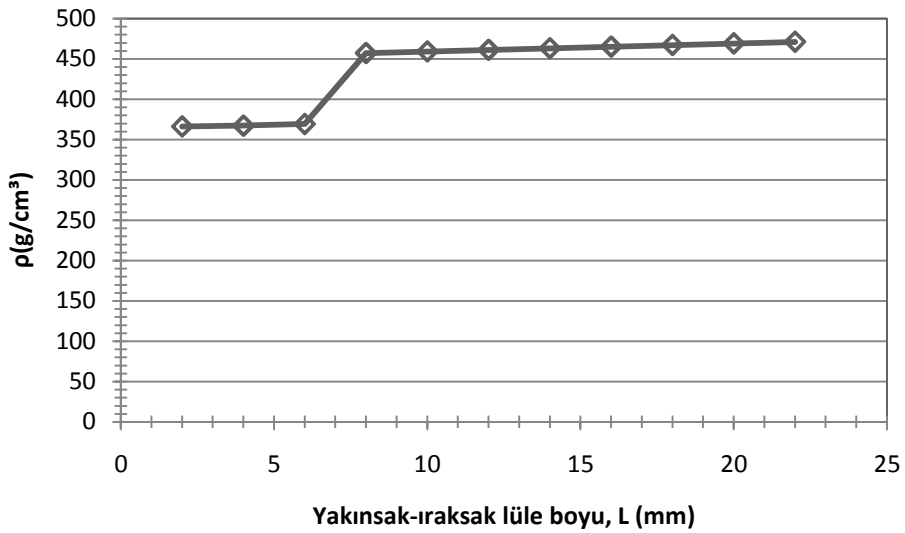
Şekil 5.3. Yakınsak- ıraksak lüle boyunca T (K)

Yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölgesindeki T(K) değerlerinin, lüle uzunluğuna göre değişimi Şekil 5.3'de verilmiştir. Yakınsak-ıraksak lülenin 2-6 mm uzunlukları için T(K) değeri 183 civarında sabit iken, 6-8 mm arasında T(K) değeri azalmış, 8-22 mm arasında ise T(K) değeri yaklaşık 145 olmuştur.



Şekil 5. 4. Yakınsak- ıraksak lüle boyunca P (Pa)

Yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölgesindeki basınç değerlerinin, lüle uzunluğuna göre değişimi Şekil 5.4’de verilmiştir. Yakınsak-ıraksak lülenin 2,6 mm uzunlukları için P(Pa) değeri 124301 civarında sabit iken, 6-8 mm arasında P(Pa) değeri azalmış, 8-22 mm arasında ise P(Pa) değeri yaklaşık 98059 olmuştur.



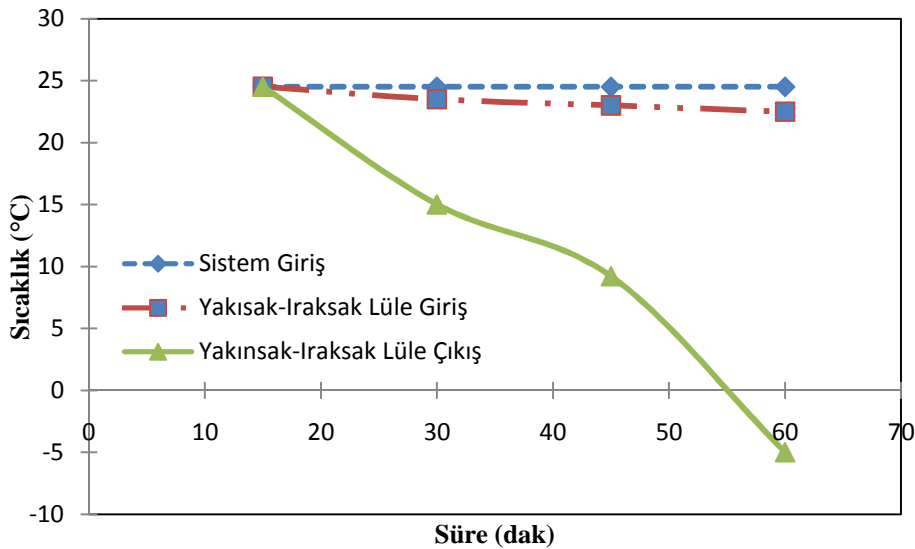
Şekil 5. 5. Yakınsak-ıraksak lüle boyunca  $\rho$ (g/cm<sup>3</sup>)

Yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölgesindeki yoğunluk değerinin lüle uzunluğuna göre değişimi Şekil 5.5’de verilmiştir. Yakınsak-ıraksak lülenin 2,4 ve 6 mm uzunlukları için yoğunluk değeri 370 civarında sabit iken, 6-8 mm arasında artmış, 8-22 mm arasında ise yoğunluk değeri yaklaşık 470 olmuştur.

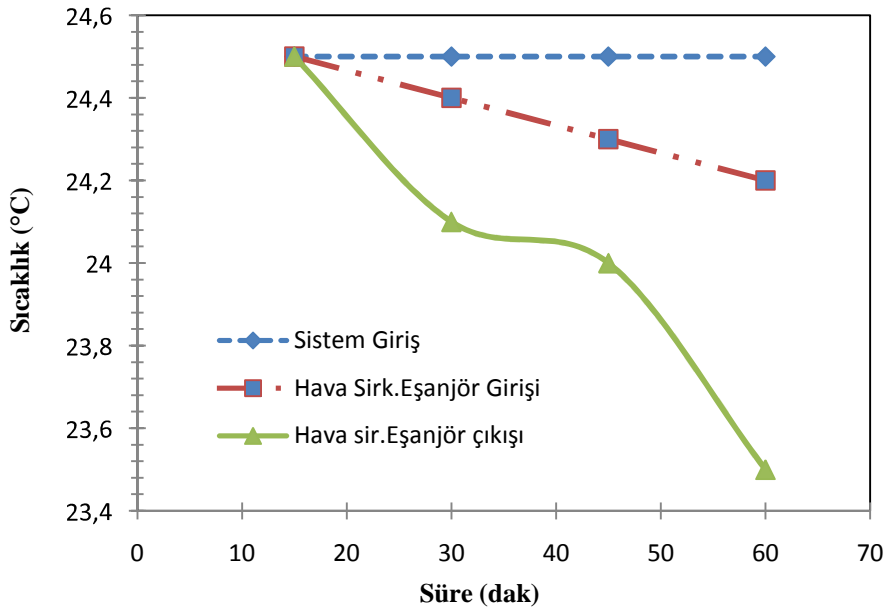
## 5.2. Deneysel Sonuçlar

Deneysel çalışmalar sırasında imalatı yapılan Brayton soğutma makinesinin performans etkilerinin kapsamlı bir şekilde incelenebilmesi için kompresörden sisteme değişik basınçlarda hava gönderilmiş ( $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$  Pa) ve sonuçlar grafik halinde gösterilmiştir.

Çalışma basıncı hava sirkülasyonlu eşanjör girişinde  $2 \times 10^5$  Pa ise yakınsak-ıraksak lüle çıkışında da  $2 \times 10^5$  Pa'dır. Kompresörün hızını kontrol edebilmek için, bir küresel vana yardımıyla akış hızı ayarlanmaktadır. Hava sirkülasyonlu eşanjör, yüksek veriminden dolayı yakınsak-ıraksak lüle içinde dönen gaz akışkan (hava)'nın geri kazanılması için kullanılmaktadır. Tüm borular soğuk hava kaybını önlemek amacıyla silikon malzeme ile kaplanmıştır. Brayton soğutma çevrimi hava soğutucusunun mekanik ve termodinamik performansı test edilmiştir. Sistemin giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı ile yakınsak-ıraksak lüle giriş sıcaklığının artan zaman ile azalan eğrileri Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de görülmektedir. Sistemin giriş sıcaklığı  $24,5^\circ\text{C}$  iken çıkış sıcaklığı  $-5^\circ\text{C}$ ' ye ulaşmıştır. Bu anda sistemdeki sıcaklık azalması  $29,5^\circ\text{C}$ , hava sirkülasyonlu eşanjördeki azalma ise  $2^\circ\text{C}$  olmuştur.

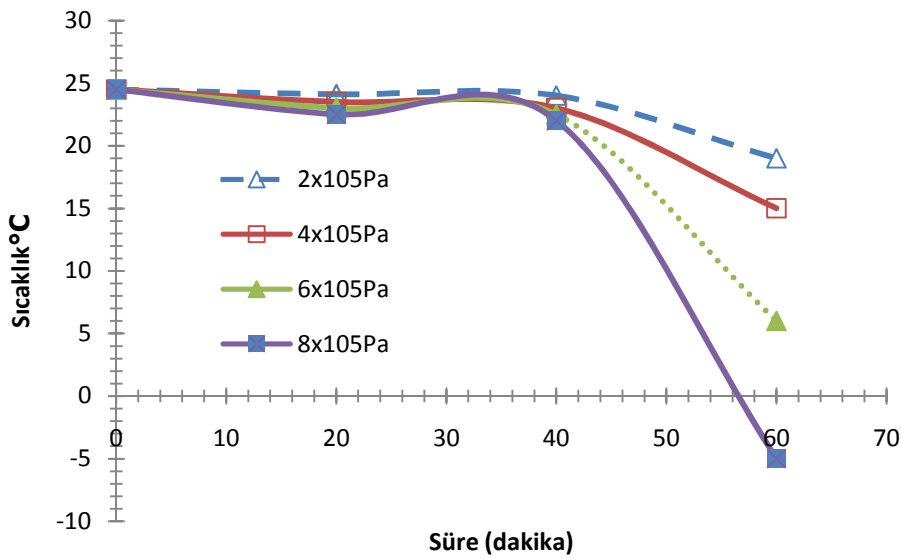


Şekil 5.6. Brayton soğutma makinesinde yakınsak-ıraksak lüle sıcaklık değişimi



Şekil 5. 7. Brayton soğutma makinesinde hava sirkülasyonlu eşanjör sıcaklık değişimi

Brayton soğutma makinesi, kompresörden  $25,4^{\circ}\text{C}$  ortam sıcaklığında  $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$  Pa basınçlarında hava, gönderilerek eşanjör giriş çıkış sıcaklık ve basınç değerleri, yakınsak-ıraksak lüle giriş çıkış sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Şekil 5.8'de görülmektedir. Sisteme  $25,4^{\circ}\text{C}$  sıcaklık,  $2 \times 10^5$  Pa basınç şartlarında giren hava'nın yakınsak-ıraksak lüle çıkışında  $19^{\circ}\text{C}$ ,  $4 \times 10^5$  Pa basınç şartlarında  $15^{\circ}\text{C}$ ,  $6 \times 10^5$  Pa basınç şartlarında  $6^{\circ}\text{C}$ ,  $8 \times 10^5$  Pa basınç şartlarında  $-5^{\circ}\text{C}$  olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5. 8.  $2 \times 10^5$ ,  $4 \times 10^5$ ,  $6 \times 10^5$ ,  $8 \times 10^5$  Pa basınçlarında yakınsak-ıraksak lüle çıkış sıcaklık değişimi

## BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama iletilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanların ekonomik ve güvenilir olması gerekmektedir. Soğutucu akışkanların sistemden kaçarak havaya karışması halinde çevreye zarar verici etkide bulunmaması gerekmektedir [18]. Bu çalışmada Brayton soğutma makinesi yapılmış ve soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sistemde soğutucu madde görevi yapan gaz akışkan (hava) ekonomik, güvenilirdir. Çevreye zarar vermemesi ve havanın tüm çevrim boyunca gaz halinde bulunması açısından önemlidir.

İmal edilen Brayton soğutma makinesine kompresörden ortam sıcaklığında farklı basınç aralıklarında gaz akışkan (hava) gönderilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bulunan sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Gerçekleştirilen deneylerde kompresörden farklı basınçlarda gaz akışkan (hava) verildiğinde imal edilen Brayton soğutma makinesinin çalışmasında bir sorunla karşılaşılmamıştır.

Deneysel çalışmalar tamamlandığında imal edilen Brayton soğutma makinesinde yapılan gözlemler sonucu eşanjör giriş çıkışında bulunan akış dengeleme borusu, yakınsak-ıraksak lüle girişinde bulunan genişleme borusu, yakınsak-ıraksak lülede herhangi bir anormalliğin olmadığı gözlemlenmiştir.

Farklı basınç aralıklarında yapılan deneylerde yakınsak-ıraksak lüle çıkış sıcaklık değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Kompresör basınç değeri arttıkça yakınsak-ıraksak lüle çıkış sıcaklık değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Kompresör basınç değeri artırılıp sistemin uzun süre çalışması sonucunda daha fazla soğutma elde edileceği belirlenmiştir.



Brayton soğutma çevrimine göre çalışan Brayton soğutma makinesinde havanın sıkıştırılıp genleşmesi ile soğutma sağlanmıştır. Genleşme işlemi yakınsak-ıraksak lüle ile yapılmıştır. Bundan dolayı yakınsak-ıraksak lüle Brayton soğutma makinesinin en önemli bileşeni olmuştur. Bu parça sisteme soğutma yeteneği sağlamıştır, bu yüzden performansı, ekipmanın ekonomisi ve güvenilirliği açısından önemlidir. Sistemde aynı zamanda, oluşturulması en zor olan bileşendir.

Deneysel sırasında elde edilen deneyimlerin ışığı altında olası sorunların giderilmesi yada sonraki çalışmalara yol göstermesi açısından aşağıdaki öneriler yapılabilir.

Sisteme kompresörden gaz akışkan (hava) küresel vana ile deşarj edilip verilerek Brayton soğutma makinesi kısa süreli çalıştırılmıştır. Sistemi kısa süreli çalıştırmak imal edilen Brayton soğutma makinesinden sağlanan soğutmanın sınırlılığı açısından en büyük sorundur. Fakat sistemi uzun sürede çalıştırılabilmesi için yüksek güçlerde elektrik motorları ve bu motorların çevirdiği yüksek debili kompresörler kullanılarak elde edilen soğutmadaki bu sınırlılık giderilebilir. Sistemi uzun süre çalıştırırken dayanımlı ekipmanların kullanılması soğutma makinesinden elde edilen soğutmanın artmasına yardımcı olabilir.

İmal edilen soğutma makinesinde yüksek güçlerde elektrik motorları ve bu motorların çevirdiği yüksek debili elektrik motorları kullanılması durumunda sisteme yüksek basınçlarda gaz akışkan (hava) deşarj edileceğinden imal edilen yakınsak-ıraksak lüle bu oranda hesaplanıp oluşturularak daha fazla soğutma elde edilebilir.

## KAYNAKÇA

- [1] ÖRÜN, N., Hava Soğutma Kondenserli Mekanik Soğutma Sisteminde Kirlenmiş Kondenser Uygulamalarının, Enerji Tüketimine Etkisinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi , ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük, 2006
- [2] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Güven Kitabevi, İzmir, 2008
- [3] AYBERS N., Soğutma Makineleri Bayrak Yayıncılık, İstanbul, 1991.
- [4] AYBERS N., Mühendislik Termodinamiğinin Esasları, Arpaz Matbacılık İstanbul, 1974
- [5] YILMAZOĞLU M.Z., RAHİM M.A.,' Gaz Türbinli Santrallerde Çevre Sıcaklığı ve Basıncının Santral Performansına Etkileri Gazi Üniversitesi Mühimim. Fak. Der. 2010; Cilt 25, No 3:495-497-503
- [6] ÇENGEL, Y.A., CİMBALA, M.A. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları , İzmir Güven Kitabevi , İzmir, 2008
- [7] ERTAŞ E., Doğal Soğutkanlarla Güncel Uygulamalar, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Yapım Tanıtım Ltd Şti, İstanbul 2010; s117-22-23
- [8] KRUSE, H., Current Status of Natural Working Fluids in Refrigeration, A/C, and Heat Pump Systems, IIR Proceedings, Applications for Natural Refrigerants, 1996; pp. 49-64
- [9] SWIFT WL., Developments in turbo Brayton technology for low temperature applications. Cryogenic 1999; pp. 39(12- 989-95)
- [10] HOU Y, ZHAO H.L., CHEN C.Z., XIONG L.Y. Developments in reverse Brayton cycle cryocooler in China, China, 2004;, pp. 405-406
- [11] RONALD R. JPL., Cryocooler development and test program: a 10-year overview. In: Proceedings of IEEE aerospace conference, 1999; p. 1-10

- [12] TYAGİ S.K., CHENA G.M., WANGA Q., KAUSHIK S.C.China s. A new thermoeconomic approach and parametric study of an irreversible regenerative Brayton refrigeration cycle, China 2006; s. 1173
- [13] KORUKÇU M.Ö., Tersinmez Brayton Çevriminin Maks.Güç ve Maks. Güç Yoğunluğu Şartlarında Karşılaştırmalı Performans Analizi Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Uludağ, 2005; Cilt10, Sayı1, s.60
- [14] BELGİN B., Ticari Uçakların (Airbus 310 Tipi Yolcu Uçaklarının) Klima Sisteminin İncelenmesi Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1990
- [15] HELVACI S.P.Ş., Akışkanlar Mekaniği Kavramlar,Problemler Uygulamaları, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2003
- [16] KIRKÖPRÜ K., AYDER E., Akışkanlar Mekaniği, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2004
- [17] UYSAL B.Z., Akışkanlar Mekaniği, Alp Yayınevi, Ankara, 2003
- [18] ÖZKOL N., Uygulamalı Soğutma Tekniği, Makine Müh. Odası Yayını Ankara, 1999; No 115

## ÖZGEÇMİŞ

Esra ÜNAL, 18.01.1976 da İstanbul' da doğdu. İlk ve orta eğitimini Sakarya'da, lise eğitimini Düzce'de tamamladı. 1993 yılında Düzce Lisesinden mezun oldu. 1995 yılında Ankara Üniversitesi Sağlık Meslek Yüksekokulu Odiyometri bölümüne kayıt yaptırdı ve eğitimini yarıda bırakarak 1997 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümü Tesisat Öğretmenliği'ne girdi. 2001 yılında bitirdi. 2003 yılında Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.' de Konstrüktör olarak göreve başladı. Şu an aynı görevi sürdürmektedir.