

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**EGZOS GAZI İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
OTOBÜSLERDE KULLANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARZU KARABULUT KAVAKLI

Balıkesir, Haziran -2005

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EGZOZ GAZI İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
OTOBÜSLERDE KULLANIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARZU KARABULUT KAVAKLI

Tez Danışmanı:Yrd.Doç.Dr.Enver YALÇIN

Sınav Tarihi : 20.09.2005

Jüri Üyeleri :Prof.Dr.Bedri YÜKSEL

(BAÜ)

Doç.Dr.Cengiz ÖZMETİN

(BAÜ)

Yrd.Doç.Dr.Enver YALÇIN

(Danışman-BAÜ)

Balıkesir, Haziran – 2005

ÖZET

EGZoz GAZI İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN OTOBÜSLERDE KULLANIMI

Arzu KARABULUT KAVAKLI
Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

(Yüksek Lisans Tezi / Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr.Enver YALÇIN)

Balıkesir,2005

Bu çalışmanın amacı, otobüs klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısı ile çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin kullanılabilirliğini incelemektir. Böylece, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine alternatif bir sistem sağlanacaktır.

Tez kapsamında Volvo-Penta' dan elde edilen bir dizel motorun deney sonuçları incelemiştir. Dizel motora ait deney sonuçlarından otobüslerde Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için gerekli atık ısının bulunduğu görülmüştür.

Yapılan hesaplamalarda, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin temel elemanlarından olan kaynatıcı dizayn edilmiştir. Mevcut klima sistemlerinde kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesini sağlayan egzoz gazı ile çıplak boru kullanılan kaynatıcıdaki boru sayıları hesaplanmıştır. Ayrıca 100 cm ve 60 cm boyunda, farklı olarak kanatçıklı kaynatıcılar kullanıldığında egzoz gazından 105 kW'a kadar ısı transfer edildiği görülmüştür. Çalışmanın sonucunda otobüslerde Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için gerekli atık ısının var olduğu, uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

**ANAHTAR KELİMELER : Soğutma / Absorpsiyon / Otobüs / Klima /
Egzoz Gazı.**

ABSTRACT

THE USAGE OF ABSORBED COOLING SYSTEM IN BUS WHICH WORKS WITH EXHAUST GAS

Arzu KARABULUT KAVAKLI
Bahkesir University Institute of Science
Department of Mechanical Engineering

(M.Sc. Thesis/ Supervisor : Yrd.Doç.Dr. Enver YALÇIN)

Bahkesir-Turkey, 2005

The aim of this study is to examine the availability of absorbed cooling system in bus air-conditioner system which works with waste heat in exhaust gas. Thus, an alternative system to the classical vapor compression cooling systems, run by a compressor, will be designed.

In the scope of this thesis, experimental results which were obtained from Volvo-Penta diesel engine, have been examined. Due to the results of this experiment of diesel engines, it is found out that requisite waste heat is existed for the Absorption Cooling Systems, in buses.

Due to the calculations, boiling design which is the main elements of Absorption Cooling System is acquired. Exhaust gas which provides the capacity of boiling heat in existing air conditioning systems and number of pipes in boiler which has naked pipe are calculated. Besides, it is found out that there has been a heat transfer up to 105 kW from the exhaust gas when different sized fin boilers in 100 cm and 60 cm. were used. As a result of this study, it has been found out that the requisite waste heat is existed in bus absorption system and it can be evaluated by using an appropriate boiler design.

KEYWORDS: Cooling / Absorption / Bus / Air Conditioning / Exhaust Gas.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET, ANAHTAR SÖZCÜKLER	ii
ABSTRACT, KEY WORDS	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SEMBOL LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ	5
2.1 Soğutma Uygulamalarında Absorpsiyon Sisteminin Yeri	5
2.2 Absorpsiyon Prosesi	6
2.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensipleri	7
2.3.1 Absorber ve Evaporatör	7
2.3.2 Jeneratör ve Kondenser	9
2.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemlerinin Karşılaştırılması	9
2.5 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Kaynakları	10
2.6 Kullanılan Soğutucu – Absorban Çiftleri ve Özellikleri	11
2.6.1 LiBr-H ₂ O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları	12
2.6.2 NH ₃ -H ₂ O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları	13
2.7 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performansı	13
3. OTOBÜS KLİMA SİSTEMLERİNİN PROJE ESASLARI	17
3.1 Otobüs Kliması	17
3.1.1 Hava Dağıtım Sistemi	18
3.1.2 Donanım Yerleri	18
3.1.3 Tahrik	19
4. YÖNTEM	22
4.1 Otobüs Kliması İçin Soğutma Yükü Hesabı	22
4.1.1 Otobüs Kliması için Yapılan Ölçümler	22
4.1.2 Mevcut Otobüs Klimasının Soğutma Kapasitesi	25
4.1.2.1 Tavandan Geçen Isı Kazancı (İletimle)	26
4.1.2.2 Yan Yüzeylerden Geçen Isı Kazancı	26

4.1.2.3 Ön Yüzden Geçen Isı Kazancı	27
4.1.2.4 Arka Yüzden Geçen Isı Kazancı	27
4.1.2.5 Tabandan Geçen Isı Kazancı	27
4.1.2.6 Işınımla Geçen Isı Kazancı	28
4.1.2.7 İnsanlardan Gelen Isı Kazancı	29
4.1.2.8 Araç İçindeki Cisimlerin Rejim Haline Gelmesinden Oluşan Isı Yüktü	29
4.1.2.9 Elektrik Lambalarından Geçen Isı Yüktü	29
4.1.3 Psikometrik Diyagramda Hava Şartlandırılmasının Gösterilerek Hesapların Yapılması	29
4.1.4 Soğutma Devresinin Hesabı	31
4.1.4.1 Sistemin Soğutma Kapasitesi	31
4.1.4.2 Kompresör Pompalama Isısının Hesabı	32
4.1.4.3 Kondanser Yoğuşturma Kapasitesinin Hesabı	33
4.1.4.4 Kompresör Teorik Gücün Hesabı	33
4.1.4.5 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutma Kapasitesi	35
4.2 Dizel Motorlar	42
4.2.1 Motorlardaki Enerji Dağılımı ve Egzoz Gazının Isıl Kapasitesi	43
4.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Kaynatıcı Hesabı	49
4.3.1 Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı için Boru Sayısı Hesabı	50
4.3.1.1 Kaynatıcıdaki Basınç Düşümü Kontrolü	56
4.3.1.1.1 Yerel Kayıpların Bulunması	56
4.3.1.1.2 Sürekli Yük Kaybının Bulunması	59
4.3.2 Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Hesabı	63
4.3.3 Çıplak ve Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Kapasitelerinin Karşılaştırılması	68
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	70
EKLER	78
EK A Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri	79
EK B Bazı Gazların Termofiziksel Özellikleri	83
EK C VOLVO-PENTA Motor Teknik Değerleri	90
C.1 Motor Karakteristiği Tabloları	90
C.2 Motor Karakteristiği Diyagramları	91
EK D Örnek Kaynatıcı Dizaynları	96
EK E Soğutma Sistemi Hesabı için Gerekli Diyagramlar	101
EK F Farklı Kaynatıcı Boyutlarında Egzoz Gazından Transfer Edilen Isı Miktarları	106
KAYNAKLAR DİZİNİ	115

SEMBOL LİSTESİ

<u>Simge</u>	<u>Ad</u>	<u>Birimi</u>
T	Sıcaklık	°C
hd	Dış yüzey ısı taşınım katsayısı	$\text{kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
V	Hız	km/h
K	Isı iletim katsayısı	$\text{W/m}^2\text{°C}$
A	Alan	m^2
Q	Isı kazancı	kJ/h
ΔT	Toplam sıcaklık	°C
z	Yolcu sayısı	
Q_d	Duyulur ısı	kJ/h
Q_g	Gizli ısı	kJ/h
Q_T	Toplam ısı kazancı	kJ/h
V_T	Toplam hava miktarı	m^3/h
V_D	Dış hava miktarı	m^3/h
V_I	Sirkülasyon eden iç hava miktarı	m^3/h
h_a	Diyagramda a noktasındaki entalpi değeri	kJ/kg
h_c	Diyagramda c noktasındaki entalpi değeri	kJ/kg
h_d	Diyagramda d noktasındaki entalpi değeri	kJ/kg
Ψ	Duyulur ısı oranı	
h	Entalpi	kJ/kg
ρ	Yoğunluk	kg/m^3

G	Sistemdeki akışkan miktarı	kg/h
Q_o	Buharlaştırıcının soğutma yükü	kJ/h
Q_y	Kondenser yoğuşturma kapasitesi	kJ/h
Q_k	Kompresör pompalama ısısı	kJ/h
W_t	Teorik güç	kw,HP
W_p	Pratik güç	kw,HP
η_m	Mekanik verim	
m	Kütleli debi	kg/s
C_p	Sabit basınçta özgül ısı	kJ/kgK
P	Güç	kW
E	Enerji	kW
d_i	Boru iç çapı	m
d_d	Boru dış çapı	m
π	Pi sayısı	
l	Uzunluk	m
μ	Dinamik viskozite	Ns/m ²
ν	Kinematik viskozite	m ² /s
k	Kondüksiyon ısı iletim katsayısı	W/mK
g	Yerçekimi ivmesi	m/s ²
Pr	Prantıl sayısı	
Re	Reynold sayısı	
Nu	Nuselt sayısı	
h_i	Isı taşınım katsayısı (iç taraftaki)	W/m ² K
h_d	Isı taşınım katsayısı (dış taraftaki)	W/m ² K
ϵ	Yüzey pürüzlülüğü	

r	Yarıçap	m
f	Sürtünme katsayısı	
R_f	Borunun kirlilik faktörü	m^2K/W
ΔT_{ln}	Logaritmik sıcaklık farkı	$^{\circ}C$
N	Boru sayısı	
C_f	Üniversal kayıp katsayısı	
A_s	Isı transfer yüzey alanı	m^2
P	Basınç	Pa
ΔP_L	Yerel basınç kayıpları	Pa
ΔP_s	Sürekli yük kayıpları	Pa
K	Daralma katsayısı	
H	Kanat aralığı	mm
n	Kanat sayısı	
A_c	Akışa dik kesit alanı	m^2
A_k	Toplam kanat alanı	m^2
A_b	Toplam boru alanı	m^2
A_i	Boru iç yüzey alanı	m^2
D_h	Hidrolik çap	m
t_k	Kanat kalınlığı	mm
η_k	Kanat verimi	
m	Kanat parametresi	
L_k	Kanatçık uzunluğu	m
k_k	Kanatçık ısı iletim katsayısı	W/mK

ŞEKİL LİSTESİ

<u>Şekil Numarası</u>	<u>Adı</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1	Absorpsiyonlu Soğutma çevrimi	7
Şekil 2.2	Absorpsiyonlu Soğutma çevrimi	15
Şekil 3.1	Komple otobüs kliması	20
Şekil 4.1	Otobüs Kliması Ölçüm Tesisatı	23
Şekil 4.2	Otobüs ölçüleri	25
Şekil 4.3	Psikrometrik diyagramda havanın şartlandırılması	30
Şekil 4.4	R-134a Lnp-h diyagramı	32
Şekil 4.5	Konum-Kaynatici kapasitesi grafiği	38
Şekil 4.6	Konum-Yoğuşturucu kapasitesi grafiği	38
Şekil 4.7	Konum-Buharlaştırıcı kapasitesi grafiği	39
Şekil 4.8	Konum-Absorber kapasitesi grafiği	39
Şekil 4.9	Konum-Soğutucu akışkan debisi grafiği	40
Şekil 4.10	Konum-Fakir eriyik debisi grafiği	40
Şekil 4.11	Konum-Zengin eriyik debisi grafiği	41
Şekil 4.12	Yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişim grafiği	42
Şekil 4.13	Yakıt ile verilen ve motorda kullanılan enerjinin değişimi	48
Şekil 4.14	Motor verimi ve egzozda giden enerji oranları değişimi	48
Şekil 4.15	Kaynaticının şekli	50
Şekil 4.16	Ani daralma	57
Şekil 4.17	Akış huzmesindeki daralma	57

Şekil 4.18	Ani genişleme	58
Şekil 4.19	Akış huzmesindeki genişleme	59
Şekil 5.1	Egzoz gazı giriş ve çıkış sıcaklıklarının konumlara göre Değişimi	73
Şekil 5.2	Egzoz gazı debisi ve egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkının konumlara göre değişimi	73
Şekil 5.3	Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkının ve boru sayısının konumlara göre değişimi (L:100 cm)	74
Şekil 5.4	Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkının ve boru sayısının konumlara göre değişimi (L:60 cm)	74
Şekil 5.5	Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkı ve ısı transfer yüzey alanının konumlara göre değişimi (L:100 cm)	75
Şekil 5.6	Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkı ve ısı transfer yüzey alanının konumlara göre değişimi (L:60 cm)	75
Şekil 5.7	Çıplak ve kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı kapasitelerinin konumlara göre değişimi (L:100cm)	76
Şekil 5.8	Çıplak ve kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı kapasitelerinin konumlara göre değişimi (L:60cm)	77
Şekil C.2	Motor karakteristiği diyagramları	91
Şekil E.1	Psikrometrik diyagram	101
Şekil E.2	R-134a Soğutucu akışkanının basınç-entalpi değişimi	102
Şekil E.3	LiBr-su özellikleri	103
Şekil E.4	Moody diyagramı	104
Şekil E.5	$St.Pr^{2/3} - Re$ diyagramı	105
Şekil F.1	Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (L:100 cm, N:19)	113
Şekil F.2	Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (L:150 cm, N:19)	113
Şekil F.3	Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (L:150 cm, N:10)	114

TABLO LİSTESİ

<u>Tablo Numarası</u>	<u>Adı</u>	<u>Sayfa</u>
Tablo 2.1	Absorpsiyonlu soğutma sistemleri için ısı kaynakları	10
Tablo 4.1	Termokopul pozisyonları	22
Tablo 4.2	Otobüs kliması ölçüm değerleri	24
Tablo 4.3	Mevcut Sistemdeki elemanların giriş-çıkış entalpi değerleri	34
Tablo 4.4	Soğutucu akışkan debisi ve mevcut sistemdeki elemanların kapasiteleri	34
Tablo 4.5	Konumlara göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin akışkan debileri	36
Tablo 4.6	Konumlara göre absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının kapasiteleri	37
Tablo 4.7	Enerji dağılımı ve egzoz gazı sıcaklığı	43
Tablo 4.8	Egzoz gazı debileri	45
Tablo 4.9	Egzoz gazının ısı transfer kapasitesi	46
Tablo 4.10	Egzoz gazına giden enerji değerleri	47
Tablo 4.11	Kaynatıcı için boru sayısı (Boru boyu L:100cm)	55
Tablo 4.12	Daralma katsayıları	56
Tablo 4.13	Kaynatıcıdaki basınç düşümü	62
Tablo 4.14	Kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı kapasitesi (Boru boyu L:100cm)	67
Tablo 4.15	Boru boyu L:100 cm için farklı kaynatıcı kapasitelerinin karşılaştırılması	68
Tablo 4.16	Boru boyu L:60 cm için farklı kaynatıcı kapasitelerinin karşılaştırılması	68

Tablo A.1	Egzoz gazının sıcaklıklara göre termofiziksel özellikleri	81
Tablo A.2	Egzoz gazının termofiziksel özellikleri	82
Tablo B.1	Atmosfer basıncında CO ₂ (Karbondioksit) gazının termofiziksel özellikleri	83
Tablo B.2	Atmosfer basıncında N ₂ (Azot) gazının termofiziksel Özellikleri	84
Tablo B.3	Atmosfer basıncında H ₂ O (su buharı) gazının termofiziksel özellikleri	85
Tablo B.4	Sıcaklığa göre düzenlenmiş doymuş su ve su buharı Tablosu	86
Tablo B.5	Doymuş suyun fiziksel özellikleri	88
Tablo B.6	Soğutucu Akışkanın Özellikleri (R-134a)	89
Tablo C.1	Motor karakteristiği Tabloları	90
Tablo F.1	Kaynatıcı için boru sayısı (L:60 cm)	106
Tablo F.2	Kaynatıcıdaki basınç düşümü (L:60 cm)	107
Tablo F.3	Kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı hesabı (L:60 cm)	108
Tablo F.4	Kaynatıcıda transfer edilen ısı miktarı (N=19 adet, L=100 cm, d _i = 16 mm, d _d =18 mm)	109
Tablo F.5	Kaynatıcıda transfer edilen ısı miktarı (N=10 adet, L=150 cm ,d _i = 22 mm, d _d =24 mm)	110
Tablo F.6	Kaynatıcıda transfer edilen ısı miktarı (N=19 adet, L=150 cm, d _i = 16 mm, d _d =18 mm)	111
Tablo F.7	Kaynatıcıdaki basınç düşümü (N=19 adet, L=150 cm, d _i = 16 mm d _d =18 mm)	112

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak sunulan bu çalışmada, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile egzoz gazındaki atık ısıdan faydalanarak otobüs klima sistemlerinde, kaynakıcı dizayn edilmeye çalışılmıştır.

Tez çalışmamın her aşamasında yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, değerli çalışmalarından yararlandığım Sayın Yrd.Doç.Dr. Enver YALÇIN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam sırasında beni destekleyen ve teknik olanaklardan geniş ölçüde yararlanmamı sağlayan İzmir İl Sağlık Müdürlüğü İnşaat-Emlak İhale ve Teknik Birimi'nde çalışan mesai arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Bana tez çalışmamda cesaret verip, teşvik eden sevgili eşim Tayfun KAVAKLI'ya ve aileme şükranlarımı sunarım.

Balıkesir , 2005

Arzu KARABULUT KAVAKLI

1. GİRİŞ

Günümüzde hayatımızın vazgeçilmez bir unsuru olan teneffüs ettiğimiz havanın sağlık için gerekli şartlara sahip olabilmesini temin eden cihazlar klima sistemleridir. Bu sistemler, yaşam havasını konfor ihtiyacına göre hazırlar, gerektiğinde ısıtılıp soğutulmasını, gerektiğinde ise nem alıp, verilmesini ve temizlenmesini sağlar. Klima uygulamalarına yaşamımızın her alanında rastlamak mümkündür, bunlardan biriside toplu taşıma araçları olan otobüslerdir.

Otobüslerde kullanılan klimaların görevi, insana hoş gelecek şekilde ısıtılmış ve nemi iyice alınmış kabin içi hava için sıhhi ve fizyolojik temel esasları sağlamaktır. Bu esnada aracın içindekilere güvenli ve gerilimsiz sürüşü, seyahati mümkün kılan bir rahatlık ve konfor duygusu sağlanır. Ayrıca sürücünün reaksiyon yeteneği ve genel sürüş davranışı çeşitli hava şartlarına bağlı olarak etkilenir. Havanın nemi, sıcaklığı, hareketi ve ısı yansımaları araç içinde bulunanların rahatını belirler.

Enerji maliyetlerinin artması ile önem kazanan Absorpsiyonlu Soğutma sistemlerinde kullanılan atık ısılar soğutma maliyetini düşürmektedir. Ülkemizde yaygın bir kullanım potansiyeline ulaşmamış bir iklimlendirme sistemi olan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile ilgili yapılmış çok sayıda teorik ve uygulama çalışmaları mevcuttur. Özellikle ısı ihtiyacı olan tesis ve araçlarda çok miktarda atık ısı meydana gelmektedir.

Yapılan literatür araştırmasında, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ve bunların atık ısıdan yararlanmada etkin kullanım alanları, soğutma sistemi tasarımları, soğutucu akışkanlarla ilgili değişik çalışmaların yapıldığı görülmektedir.

KAYNAKLI, Özcan, tarafından yapılan çalışmada, alternatif bir otomobil kliması tasarlanmış, otomobil klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısıdan

yararlanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin kullanılabilirliği incelenmiştir. TOFAŞ-FIAT A.Ş.'den temin edilen otomobil kliması deney sonuçları incelenmiş ve soğutma kapasitesinin 2000 d/d civarında 2200W olduğu görülmüştür. Benzinli motordan elde edilen enerjinin egzozu giden enerji oranı %16 ile %28 arasında değişirken dizel motor ile yapılan deneyler incelendiğinde bu oran %30 ile %50 arasında değiştiği görülmüştür. Deneysel verilere göre Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin elemanları dizayn edilmiştir. Kaynatıcının boyu 30 cm ve çapı 8 mm olan borulardan 39 adet kullanıldığında transfer edilen ısı miktarı otomobil için 3.3 kW ile 24.5 kW arasında değiştiği görülmüştür. Yapılan hesaplamalarda mevcut sistemdeki yoğuşturucunun aynen kullanılabilmesine rağmen buharlaştırıcının yeterli ısı transfer yüzey alanına sahip olmadığından kullanılamayacağı sonucuna varılmıştır. 1 kW'lık ısı transferi sağlayabilen eriyik soğutmalı absorberin boyutları belirlenmiştir. Yapılan hesaplarda otomobillerde Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için gerekli atık ısının bulunduğu görülmüştür [1].

SAİTO, Kiyoshi ve KAWAI, Sunao, tarafından yapılan çalışmada atık ısı kullanarak çift etkili absorpsiyonlu soğutucunun özellikleri üzerine araştırmalar yapılmış, bu soğutucularda erime sıcaklığı ve hava sıcaklığı yaklaşık olarak eşit kabul edilip, bir deney modeli üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Absorpsiyonlu soğutucu atık buhar gibi yüksek sıcaklıkta bir atık ısı kaynağı kullanıldığında proje şartları işletiminden daha çok ısı girdisi sağlamıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutucu iki jeneratöre sahip olduğu için çalışma karmaşık da olsa verim oranının yüksek olduğu görülmüştür [2].

GÜNGÖR, Cengiz, tarafından yapılan çalışmada ise güneş enerjili bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin tasarımı yapılmıştır. LiBr-H₂O çiftinin kullanılacağı küçük kapasiteli kombine bir soğutma sistemi tasarlanarak imal edilmiştir. Güneş kolektörleri, jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber, pompa ve ısı değiştiriciden oluşmuş bu sistemin çalışması sağlanmış ve sistemi oluşturan parçalar optimize edilmiştir. Zamanla değişmekle beraber Absorber kapasitesi 2.231 kW, yoğuşturucu kapasitesi 1.127 kW, evaporatör kapasitesi 1.245 kW, jeneratör kapasitesi 1.756 kW ve COP sayısı 0.709 bulunmuştur [3].

ÇOLAK, Levent ve DURMAZ, Ali, tarafından güneşi takip eden parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ile buhar üretimi ve Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi uygulaması yapılmıştır. KOSGEB ve TÜBİTAK TİDEB tarafından desteklenen projede, Sarıgerme'deki bir otelin bahçesine kurulacak olan parabolik oluk tipi kolektörler ile buhar jeneratöründen elde edilen 4 atm deki doymuş buharın bir kısmı soğutma için kullanılırken, diğer kısmı çamaşırhane, mutfak, havuz ısıtması, mahal ısıtması, sıcak su üretimi vb. farklı uygulamalarda kullanılacak yük faktörü artırılmıştır. Tasarım ve imalatta kullanılacak teknikler hakkında karar verebilmek için güneş enerjisi tekniği ve parabolik oluk tipi kolektörler ile tahrik edilen, tek ve çift etkili soğurmalı soğutma makineleri üzerinde simülasyonlar yapılmıştır [4].

AKDEMİR, Özay, tarafından yapılan bu çalışmada güneş enerjili absorpsiyonlu bir iklimlendirme ünitesinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan tek kademeli Absorpsiyonlu bir sistemin birinici yasa analizini belirlemek için bilgisayar programı yapılmıştır. Sistem elemanlarının ısı miktarının absorber ve yoğusturucu sıcaklıklarının 40°C' de, buharlaştırıcı sıcaklığının 7.5°C'de sabit tutulması durumunda jeneratör sıcaklıklarına göre değişimi izlenmiştir. Jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artırılması sistemin soğutma etki katsayısını büyütmede fakat absorber ve yoğusturucu sıcaklıklarının artırılması küçültmüştür. Bu çalışmada güneş enerjili Absorpsiyonlu bir sistemin, Güneş Enerjisi Enstitüsünde bulunan bir hacmin iklimlendirilmesinde kullanılması tasarlanmıştır. Bu nedenle farklı alanlara sahip, alüminyum ve bakır kolektörlerin kullanılması durumunda her aya karşılık gelen ortalama günlerdeki sistem verim değişimleri belirlenmiştir. Sistemin dikkate alınan hacimde yazın soğutma ve kışın ısıtma yüklerini karşılayabilmesi için 20 m² alana sahip kolektörlerin kullanılması durumunda sağlanacak yararlı ısı ve gerekli ek ısıtma miktarı hesaplanmıştır [5].

EMANET (Panzehir), Özlem, Kojenerasyon sistemlerinin egzost gazları ısısından yararlanarak Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin uygulamasını bir örnek üzerinde incelemiştir. Çalışma kapsamında örnek hesaplama için, "Dizayn Teknik A.Ş. İzolasyonlu Boru Tesisi" seçilmiştir. Tesisin 1960 kW elektrik ve 3000 kW soğutma yükü değerleri dikkate alınarak gaz motorlu kojenerasyon sistemi ve sistemde proses ısısı ihtiyacı olmadığından elde edilebilecek buharı kullanabilmek

için absorpsiyonlu soğutma sistemi uygulanması öngörülmüştür. Kojenerasyon sisteminde elde edilen ısılar motor gövde soğutucusu, şarj havası soğutucusu ve egzost gazlarından kaynaklanmaktadır. Kojenerasyon sisteminden 2888 kg/h buhar elde edilebilmektedir. Fizibilite çalışmasında sistemin kendini geri ödeme süresi 5 yıl 8 ay olarak bulunmuştur. Burada, sistemin ürettiği tüm elektrik enerjisinin kullanıldığı, ancak elde edilen yüksek miktarda ısı kullanılmadığı takdirde yapılan yatırımın kendini geri ödeme süresinin arttığı ve sistemin kurulma amacı olan ısı tasarrufu ilkesinden saptığı görülmektedir. Yapılan karlılık hesapları üretilen tüm ısının kullanılması durumunda sistemin kendini geri ödeme süresinin 5 yıl 8 ay'dan 3,5 yıla düştüğü görülmüştür [6].

Yapılan tüm çalışmalar, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin bir atık ısı kaynağının mevcut olduğu durumlarda kullanılabilirlik avantajlı bir soğutma sistemi olduğunu göstermektedir. Bu tez çalışmasında, otobüslerde var olan atık ısının değerlendirilebilmesi için Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin kullanılabilirliği incelenmiştir. Bölüm 2'de söz konusu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi, kullanılan soğutucu akışkanlar ve sistem performansı anlatılmıştır.

Bölüm 3'de ise otobüs klima sistemlerinin genel bir incelemesi ve proje esasları üzerinde durulmuştur. Tez kapsamında, Volvo-Penta'dan elde edilen bir dizel motorun ve Safkar Ege Soğutmacılık A.Ş.'den alınan mevcut klima sisteminin ölçüm değerleri incelenmiştir. Bu ölçüm değerlerinden faydalanılarak bölüm 4'de mevcut otobüs klima sistemlerinin soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Bu hesaplamalardaki soğutma kapasitesine uygun Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin kullanılacağı klima sistemi için tasarımı yapılacak kaynatıcıdaki boru sayıları ve basınç kayıpları hesaplanmıştır. Ayrıca kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı için soğutma hesabı yapılmıştır.

Bölüm 5'de ise yapılan hesaplamalar ve incelemelerin sonuçları üzerinde durularak seçilen sisteme yönelik çalışmaların değerlendirmesi yapılmıştır.

2. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma teknolojisi günümüzde oldukça gelişmiştir. Enerji maliyetlerinin artması ile birlikte en az enerji ile en çok soğutma kapasitesini sağlayan cihazlar üretmek oldukça önem kazanmıştır. Buna en iyi örnek Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleridir.

1859 yılında Ferdinand Carre tarafından absorpsiyonlu soğutma makinelerinin patenti alınmıştır. 1970 yılında absorpsiyonlu makinalar Amerika'ya gelmiş ve 1975-1983 yılları arasında absorpsiyonlu cihaz satış ve kullanımı oldukça artmıştır.

Absorpsiyonlu cihaz kullanımı ülkemizde de kojenerasyon sistemlerinin kullanılması ile birlikte artmıştır. Kojenerasyon sistemlerinin oluşturduğu atık ısılar vasıtası ile kullanılan Absorpsiyonlu sistemler ile yapılan soğutma maliyeti oldukça düşüktür. Burada bahsedilen atık ısılar motor soğutma suları, buhar türbinlerinden alınan buhar, proseste kullanılan makinelerin soğutma suları ve baca gazlarının kullanımı ile ısı değıştiriciler aracılığı ile elde edilen sıcak sulardır [7].

2.1 Soğutma Uygulamalarında Absorpsiyon Sisteminin Yeri

19. yüzyılda birçok kimya ve proses sanayide kullanılan buhar sıkıştırma soğutma çevriminin yerini $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi almıştır. $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ sistemleri 1940 ve 1950'li yıllarda su soğutmalı olarak büyük binaların iklimlendirilmesinde ticari olarak kullanılmaya başladı. Sistemin çalışabilmesi için jeneratöre verilmesi gereken ısı enerjisi, doğal gaz veya fuel-oil yakıtlarını kullanan kazanlardan elde edilen buhar veya sıcak sudan sağlanmaktaydı. 1970 'li yıllarda gerekli ısı enerjisinin sağlanmasında değışik yöntemler aranmıştır.

Yakıt maliyetlerinin artması ve kimya sanayisinde olduğu gibi birçok proseste düşük sıcaklıktaki (90-100 C) ısı enerjileri atmosfere atılmaktaydı. Bu nedenle düşük sıcaklıkla soğutma yükü sağlayabilen absorpsiyonlu sistemlerin kurulması atılan ısıdan ihtiyacın karşılanması gibi çok büyük bir avantaj sağlanmaktadır [7].

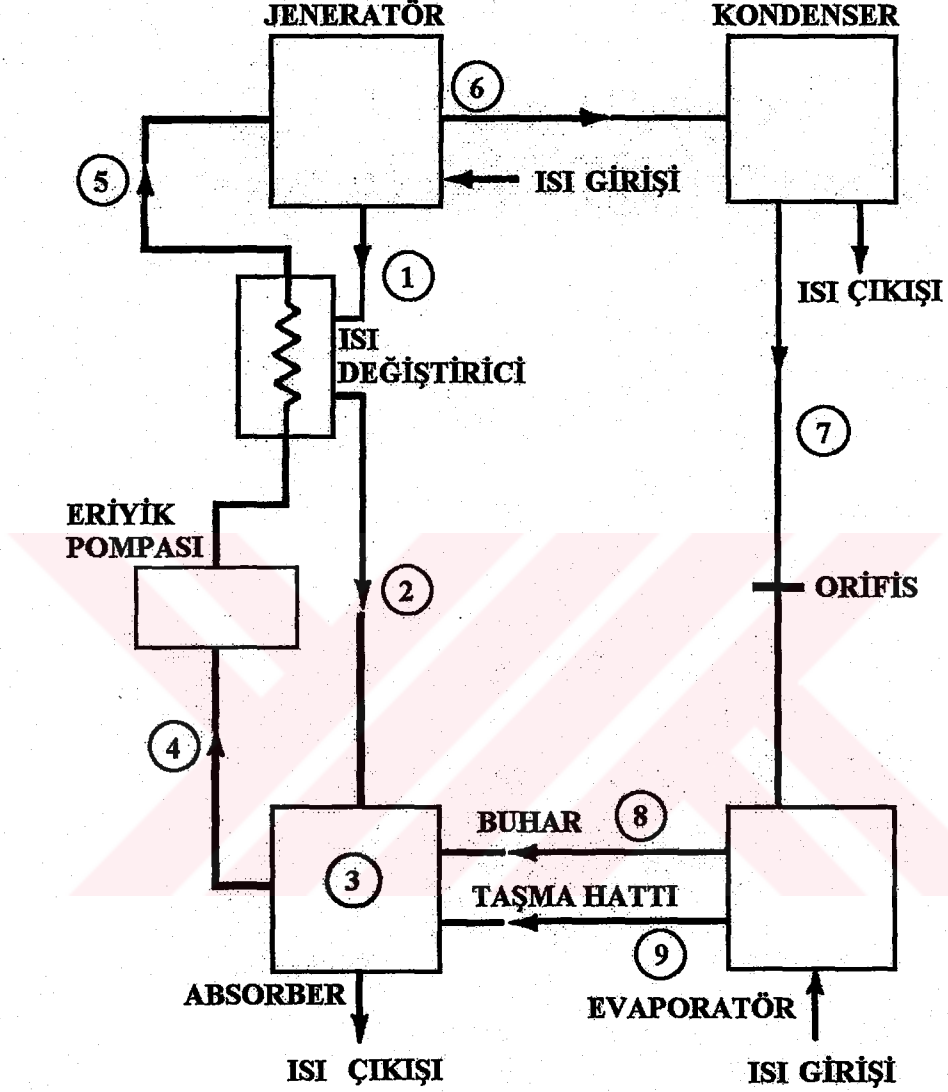
2.2 Absorpsiyon Prosesi

Bazı madde çiftlerinin birbirlerine karşı kimyasal ilgisi vardır. Temas ettiklerinde biri diğeri tarafından absorbe edilir. Absorbe eden maddeye absorban denir. Absorbanlar katı, sıvı veya gaz olabilir. Absorpsiyonlu soğutmada absorban sıvı, diğeri madde (soğutucu akışkan) ise absorbe edildiğinde gaz fazındadır. Absorpsiyonlu sistemlerde iki madde çifti kullanılır. Bunlardan biri lityumbromür-su çifti, lityumbromür absorban, su ise soğutucudur. Diğeri ise su-amonyak çifti, su absorban amonyak soğutucudur.

İki maddenin karışımı soğutma sistemlerinde normal olarak sıvı fazlıdır. Karışımdaki absorban oranı yüksek soğutucu oranı düşük ise konsantre veya kuvvetli eriyik, absorban oranı düşük soğutucu oranı yüksek ise zayıf eriyik olarak adlandırılır. Konsantrasyon genellikle absorban ağırlık yüzdesi ile ifade edilir.

2.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi

Şekil 2.1’de absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2.1 Absorpsiyonlu soğutma çevrimi [8]

2.3.1 Absorber ve Evaporatör

Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı doyma basıncına bağlıdır. Buharlaşma sıcaklığı evaporatör basıncına göre değişir. Soğutma uygulamalarında ihtiyaç duyulan sıcaklık değerlerine inmek için basınç yeterince düşük olmalıdır.

Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde evaporatörde soğutucu akışkanın buharlaşmasıyla oluşan yüksek basınç kompresörün soğutucu akışkan buharını emmesiyle düşürülür. Soğutucu akışkan ne kadar hızlı buharlaşırsa kompresör de buharı aynı hızla alır. Soğutucu akışkan kompresörün ve diğer bileşenlerin performansına uygun olarak seçilir. Absorpsiyonlu sistemde ise evaporatörde soğutucu akışkan vardır. Absorber, evaporatöre bitişiktir ve kuvvetli eriyik içerir. İki kap buharın aralarında rahatça akabilmesi için bağlantılıdır. Kapların havası alınmıştır ve basınç oldukça düşüktür. Evaporatör içerisindeki soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Buharlaşma gizli ısısının etkisi ile buharlaşmamış olan soğutucu akışkan soğur. Böylece soğutma gerçekleşmiş olur. Oluşan buhar iki kaptaki boşlukları doldurur. Daha çok soğutucu akışkan buharlaştıkça evaporatördeki basınç da gittikçe artacaktır. Dolayısı ile elde edilmiş olan soğutma etkisi de kaybolacaktır. Ancak bu durum absorbanın hareketi ile önlenir.

Kapları dolduran buhar absorberde kuvvetli absorban eriyiğin yüzeyi ile temas edecek ve absorbe olacaktır. Bu da ortamdaki basıncı düşürür. Buharlaşan soğutucu akışkan yüzeyinden absorbere doğru buhar akışını artıran bir basınç farkı oluşur [9].

Absorber soğutucu akışkan buharını, olduğu anda evaporatörde düşük basınç ve sıcaklık oluşturarak uzaklaştırır. Absorberin bu hareketi kompresör tarafından yaratılan emme hareketinin yerini tutar.

Evaporatörde basınç çok düşük olduğundan bileşenlerin oldukça sızdırmaz olması gerekir. Çünkü soğutucu akışkanın borular ve serpantinler etrafında haricen dolaşması istenmez. Dolayısı ile soğutucu akışkan evaporatördeki boru demeti içerisinde sirküle eden suyu soğutmak için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün olduğu ortamda sirküle eder. Soğutucu akışkan sürekli olarak evaporatördeki borular üzerine soğutucu pompası tarafından nozullarla püskürtülür.

Pompa-sprey nozul düzenlemesi kuvvetli absorber eriyiğinin absorber içine spreylemek için de kullanılır. Bu eriyik ile su buharı arasındaki temas yüzeyini ve absorpsiyon prosesinin etkinliğini artırmayı sağlar [10].

2.3.2 Jeneratör ve Kondenser

Sistemin sürekli olarak çalışabilmesi için soğutucu akışkanın tekrar kullanılması gerekir. Bunun için de jeneratör kullanılır. Zayıf eriyik absorberden jeneratöre pompalanır. Eriyiğe ısı verilir ve sonuçta soğutucu akışkanın kaynatarak ayrılması sağlanır. Daha sonra oluşan kuvvetli eriyik absorbere döner ve soğutucu akışkan buharı ortamına spreylenebilir. Isı kaynağı çoğunlukla buhar veya serpantinlerde sirküle eden sıcak sudur. Sıcak yanma gazları da kullanılabilir. Ancak bunun için farklı cihazlar kullanmak gerekir.

Jeneratör kondenser ile bağlantılıdır. Oluşan soğutucu akışkan buharı jeneratör ve kondenseri doldurur. Kondenserdeki boru demetinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan buharının kondenser basıncındaki yoğunlaşma sıcaklığından düşüktür. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğunlaşma gizli ısını bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir.

2.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemlerinin Karşılaştırılması

1. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçaların az olmasından dolayı sessiz çalışabilmektedirler. Hareketli eleman olarak eriyik pompasının motoru aynı soğutma kapasitesindeki buhar sıkıştırma sistemdeki makinelerin motorlarına kıyasla daha küçüktür.

2. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun nedeni buhar sıkıştırma sistemdeki kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının ve aşırı kızdırma problemleri bu sistemlerde söz konusu değildir.

3. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri kolay ayarlanabilir, kontrol edilebilir ve uzun ömürlüdür.

4. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri % 0-100 arasında değişebilen soğutma yükü sağlayabilir.

5. Sıcaklık değişimleri, genişleme valfindeki küçük değişimlerle korunabilir.

6. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesinde çok az bir düşme olur.

7. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hızlı bir soğutma yükü sağlanır.

8. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırmalı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinin % 2-9 'u kullanılmaktadır.

9. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı elemanlarının küçük bir alana yerleştirme gerekliliğinde simetrik olarak yerleştirmeye etkili bir çalışma sağlanabilmektedir.

10. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi avantajlı kılmaktadır.

11. Absorpsiyonlu soğutma sistemi gerek yüksek basınç gerekse alçak basınç şartlarında olsun genellikle buhar kullanılacak şekilde projelendirilir. Taze buhar olduğu gibi herhangi bir buhar santralinin atık veya egzost buharı da kullanılabilir.

2.5 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Kaynakları

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde mekanik enerji yerine jeneratörde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Kullanıma girmiş değişik kaynaklar Tablo 2.1'de verilmektedir. 1970'li yıllarda gaz ve yağ ateşlemeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerine alternatif olarak jeneratöre gerekli ısının güneş enerjisinden sağlanması yoluna gidilmiştir. Bunun en önemli nedenlerinden biri enerji fiyatlarındaki hızlı artış olmuştur.

Tablo 2.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri için ısı kaynakları

ISI KAYNAĞI	SICAKLIK
Petrol Ürünlerinin Yanmasıyla Oluşan Isı	600°C kadar
Herhangi bir Güç Kaynağından veya Isıtma Prosesinden Alınan Düşük Basınçlı Buhar	100-120°C
İçten Yanmalı Motorlar (Gaz veya Yağ Ateşlemeli)	70-100°C
Jeotermal Isı	60-120°C
Kimyasal Proseslerden Alınan Isı	Geniş bir aralık söz konusu
Güneş Enerjisi (Yüksek verimli kollektörlerle)	70-100°C 200-500°C

2.6 Kullanılan Soğutucu-Absorban Çiftleri Ve Özellikleri

Soğutucu absorban çiftini oluşturan maddeler absorpsiyonlu soğutma için gerekli özelliklerin hemen hepsini taşımalarıdır. Bunlar arasında en önemlileri:

- Katı faz olmaması: Soğutucu-absorban çifti belli bir bileşim ve sıcaklık bölgesinin üzerinde katı faz oluşturmamalıdır. Katı oluşumu akışı durdurup cihazın kapanmasına neden olur.
- Uçuculuk oranı: Soğutucu-absorban çiftinin birbirinden kolayca ayrılabilmesi için, soğutucunun absorbandan çok daha uçucu olması gerekir. Aksi halde ayırma maliyeti ve ısı ihtiyacı artar.
- Kimyasal çekicilik: Absorpsiyonun olduğu şartlarda absorbanın soğutucuya karşı güçlü bir ilgisi olması gerekir.
- Basınç: İşletme basınçlarının (geniş olarak soğutucunun fiziksel özellikleri ile belirlenir) orta seviyede olması istenir. Yüksek basınçlar ekipmanların kalın cidarları olmasını gerektirir. Düşük basınçlar (vakum) ise büyük hacimli ekipman ve soğutucu buharı akışının basınç düşüşünü azaltmak için özel araçlar kullanmayı gerektirir.
- Kararlılık: Nerede ise mutlak kimyasal kararlılığa ihtiyaç vardır. Çünkü akışkanlar uzun yıllar çalışma esnasında çok zor şartlara maruz kalacaklardır. Kararsızlık istenmeyen bir gazın, katının veya korozif bir maddenin oluşmasına neden olur.
- Korozyon: Gerek akışkanlar gerekse kararsızlıktan dolayı ortaya çıkan maddeler yapı elemanlarında korozyona neden olmazlar. Çünkü genellikle korozyon geciktiriciler kullanılır.
- Güvenlik: Sistem, yerleşim birimlerinde kullanılacak ise akışkanlar zehirli ve yanıcı olmamalıdır. Bu açıdan endüstriyel soğutma prosesleri daha az kritiktir.
- Viskozite: Isı ve kütle transferini artırmak ve kısmen pompalama problemlerini azaltmak için akışkanların düşük viskoziteli olması istenir.
- Gizli ısı: Soğutucu akışkan ve absorbanın sirkülasyon hızının minimumda tutulabilmesi için soğutucu akışkanın gizli ısısının yüksek olması gerekir.

Tüm istenilenleri karşılayan bir soğutucu-absorban çifti mevcut değildir. Su-amonyak ve lityumbromür-su çiftleri en uygun olanlardır. Bunlar geniş ticari kullanım alanı bulan çiftlerdir [11].

2.6.1 LiBr-H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Absorbent olarak kullanılan LiBr uçucu olmadığından çalışma akışkanının zenginleştirilmesine gerek yoktur.
- Soğutucu akışkan olarak yüksek buharlaşma ısısına sahip su kullanılır.
- Bu sistemler basittir ve düşük pompalama gücü gerektiren düşük basınçlarda ve yüksek performansla çalışırlar.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasına kısma vanası koyulmadan yükseklik farkı ve uygun konstrüksiyondaki boru kayıplarıyla basınç düşümü sağlanabilir.
- Akışkan çifti toksik ve yanıcı değildir.
- Akışkan çifti yüksek kimyasal kararlılık ve yüksek gizli ısı avantajlarına sahiptir.

Dezavantajları

- Akışkan çiftinin en temel problemi katı oluşum ihtimalidir. Soğutucu akışkan 0°C' de donduğundan bu çift düşük sıcaklıklara soğutma işlemlerinde kullanılamaz. Minimum buharlaştırıcı sıcaklığı 3 °C olmalıdır.
- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılır.
- Yüksek sıcaklıktaki kuvvetli eriyik soğutulduğunda kristalleşir. Kristalleşme sonucunda ortaya çıkan karışım sulu çamur kıvamında koyu bir yapıdır. Pompalar bu karışıma hareket veremediği için soğutma işlemi durur.
- Sistem yüksek basınç altında çalıştığından sızdırmaz imal edilmesi gerekir.
- Çözelti korozyon yapıya sahiptir.

- Sistem için su soğutmalı bir yoğurturucu gerekir.
- LiBr eriyiğinin yüksek viskozitesi de bir dezavantajdır.

2.6.2 NH₃ –H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Akışkan çifti iyi bir karışım oluşturma özelliğindedir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutucunun buharlaşma ısısı yüksektir.
- Akışkan çifti ucuz ve kimyasal olarak kararlıdır.
- Amonyakın donma sıcaklığı düşük olduğundan gıdaların aşırı soğutmasında kullanılabilir.
- Amonyakın kritik basıncı ve sıcaklığı yüksektir.
- Akışkan çifti kolay elde edilir.

Dezavantajları

- Absorbent soğutucu akışkanla birlikte buharlaştığından zenginleştirme kolonuna ihtiyaç duyulur.
- Amonyak toksik ve yanıcı özelliktedir. Toksik özelliğinden dolayı makine tecrit edilmelidir.
- Çalışma sıvısının absorber basıncından jeneratör basıncına pompalanması gerekir.

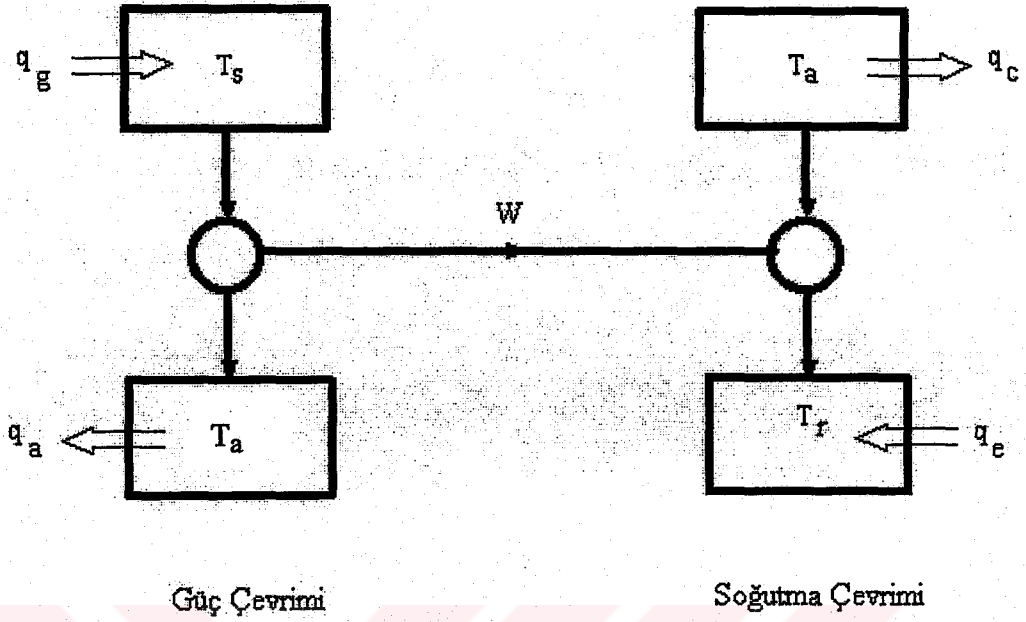
2.7 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performansı

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma etkisi COP_{abs} (coefficient of performance) aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\text{COP}_{\text{abs}} = \frac{\text{Evaporatör de çekilen ısı}}{\text{Jeneratöre verilen ısı}} \quad (2.1)$$

COP terimi absorpsiyonlu sisteme uygulandığında, elde edilen değer mekanik sıkıştırılmalı sisteme göre oldukça küçük çıkmaktadır. Yaklaşık 0.60-0.70 civarındadır. Ancak bu fark COP_{abs} terimlerinin farklı olarak tanımlanmasından kaynaklanmaktadır. Mekanik sıkıştırılmalı sistemin COP'si çekilen ısı miktarının sisteme verilen iş miktarına oranıdır. Elektrik santrallerinde yakıttan elde edilen enerjinin sadece 1/3'ü elektriğe dönüştürülür. Gerçekte absorpsiyonlu makine kompresör tahrikli makinenin kullandığı orijinal yakıt içerisindeki ısı enerjisi miktarının yaklaşık iki katını kullanır. Ancak endüstriyel uygulamalarda, çoğunlukla düşük basınçlı atık buhar veya sıcak yanma gazları vardır. Bu enerji hiç bir maliyeti olmayan enerji olarak göz önüne alınabilir. Ayrıca iş formundaki enerji ısı formundaki enerjiden daha değerli ve pahalıdır [12].

Absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı çevrim verimlerinin farklılığı ideal absorpsiyonlu çevrimin COP'sinin incelenmesi ile görülecektir [13]. Şekil 2.2'deki şemada basit bir çevrim görülmektedir. Sol taraftaki kutulardaki prosesler evaporatörden kondensere giden buharın sıkıştırılması için ihtiyaç duyulan işi sağlayan güç çevrimini oluşturur. Şekil 2.2'den de görüldüğü gibi güç çevrimi, jeneratörde T_s mutlak sıcaklığında q_g ısı formunda enerjiyi alır, W iş formunda bir miktar enerjiyi soğutma çevrimine ulaştırır ve absorberde T_a sıcaklığında q_a kadar ısı enerjisini dışarı atar. Soğutma çevrimi W işini alır ve bununla evaporatörde T_r soğutma sıcaklığındaki q_e ısını, q_c ısının atıldığı T_a sıcaklığındaki kondensere pompalar.



Şekil 2.2 Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

İki sıcaklık arasında termodinamik olarak tersinir çalışan ideal çevrim Carnot çevrimidir. Sıcaklık-entropi (T-S) diyagramında dikdörtgen olarak görünür. Şekil 2.2'nin sol tarafındaki güç çevrimi için

$$\frac{q_g}{W} = \frac{T_s}{T_s - T_a} \quad (2.2)$$

ve Şekil 2.2'nin sağ tarafındaki soğutma çevrimi için

$$\frac{q_e}{W} = \frac{T_r}{T_a - T_r} \quad (2.3)$$

Eşitlik 2.1'deki soğutma miktarı q_e ve jeneratörde verilen ısı q_g 'dir. q_e ve q_g 'nin yerine Eşitlik 2.2 ve Eşitlik 2.3'den elde edilen ifadeler kullanılarak COP

$$\text{COP} = \frac{q_e}{q_g} = \frac{W T_r}{T_a - T_r} \frac{T_s - T_a}{W T_s} = \frac{T_r (T_s - T_a)}{T_s (T_a - T_r)} \quad (2.4)$$

olarak bulunur.

3. OTOBÜS KLİMA SİSTEMLERİNİN PROJE ESASLARI

Pek çok klima sisteminde olduğu gibi taşıt iklimlendirme sistemi de değişen ortam şartlarında taşıt içindeki yolculara uygun bir soğutma temin etmelidir. Soğutma yükü genel olarak dış hava sıcaklığı ve nemi, yolcu sayısı ve gereken temiz hava miktarı ve güneş ışımasını faktörleri ile etkilenmektedir. Bu faktörler bütün ortamlardaki değişik yol şartlarında ve taşıtın farklı hız ve doğrultulardaki hareketlerinde değişimlere uğramaktadır. Güneş altında asfalt bir yolda yol sıcaklığı 70°C 'ye kadar yükselebilir. Bu ise yoldan araca geçen ısı miktarını artırır. Ağaçlık bölgede hareket eden taşıtlar, kumluk ve kayalık bölgelere nazaran daha az ışıma maruzdur. Taşıt hareketi sırasında ön, yan ve arka camlardan gelen güneş ışımasını da, hareket doğrultusu ile devamlı değişir. Duran veya yavaş hareket eden şehir trafiğinden hızlı şehir dışı trafiğine kadar taşıt hızındaki değişimler soğutma yükünü etkiler.

3.1 Otobüs Kliması

Şekil 3.1'den de görüldüğü gibi SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'den elde edilen otobüs klima sistemi, diğer taşıtlara göre gerek soğutma yüklerinin tespiti, gerekse havalandırma, donanım yerleri ve tahrik sistemleri açısından farklılıklar gösterir [15].

Şehir içinde çalışan bir otobüsün soğutma yükünün tespiti oldukça güçtür. Çalışma hattına ve zamana bağlı olarak, oturan yolcu sayısı yanında ayakta duran yolcu sayısının fazla olması ve sayılarının değişiklik göstermesi, duraklarda ön ve arka kapıların açılması ve açık kalma sürelerinin değişmesi ısı yükünün tespitini zorlaştırır. Taşıta olan ısı geçişi ise taşıtın izolasyonuna bağlıdır. Fakat bu toplam soğutma yükünün çok azını teşkil etmektedir.

Şehirlerarası otobüslerde maksimum yolcu sayısının daha az ve belirli olması, kapıların açık kalma sürelerinin az olması nedeni ile soğutma yükü daha azdır ve kolay tespit edilebilir [14].

3.1.1 Hava Dağıtım Sistemi

Otobüslerde soğutulmuş hava tavadan dağıtıldığından değişik akış menfezleri kullanılır. Bazı otobüslerde tavan boyunca delikli levhalar üzerinden hava dağıtılır, bazı sistemlerde ise her yolcu için hava çıkışları bulunmaktadır. Tavandan dağıtım sistemi ısıtma amacı ile de kullanılabilir. Ancak ısıtmanın döşeme kanallarından yapılması önemlidir. Ayrıca tavan dağıtım sisteminde yüksekliğin azalması ve hacim kaybı önemli olabilir. İdeal olarak taşıtta kullanılacak havanın % 30 kadarı dış atmosferden alınmalı % 70 kadarı ise taşıt içinde devrettirilmektedir [14].

3.1.2 Donanım Yerleri

Otobüs iklimlendirme sistemi için önemli özelliklerden biri, otobüs dizaynını da etkileyen yer sorunudur. Normal olarak uygun şekilde yeteri kadar dar hacim bulmak zor olmaktadır. İklimlendirme sisteminin bütün bileşenlerinin ekonomik olduğu kadar hafif olması ve tekerlek yüküne bağlı olarak uygun şekilde yerleştirilmeleri gerekmektedir. Günümüz otobüsleri iklimlendirme sistemlerinde alüminyum gövdeli kompresörler ve bazılarında da alüminyum buharlaştırıcı ve yoğuşturucular kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlıktan ve boyuttan tasarruf etmek için yüksek hızlı kompresörler kullanılır. Yüksek hızlı kompresörler doğrudan motordan tahrik edilirler.

Otobüste kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve hava sirkülasyon fanlarından ibaret iklimlendirme sisteminin tamamı döşeme altında veya tavanda veya kompresör ve yoğuşturucu döşeme altında, buharlaştırıcı ve fanlar tavanda olacak şekilde yerleştirilebilir. Bazı şehir içi otobüslerde soğutma biriminin

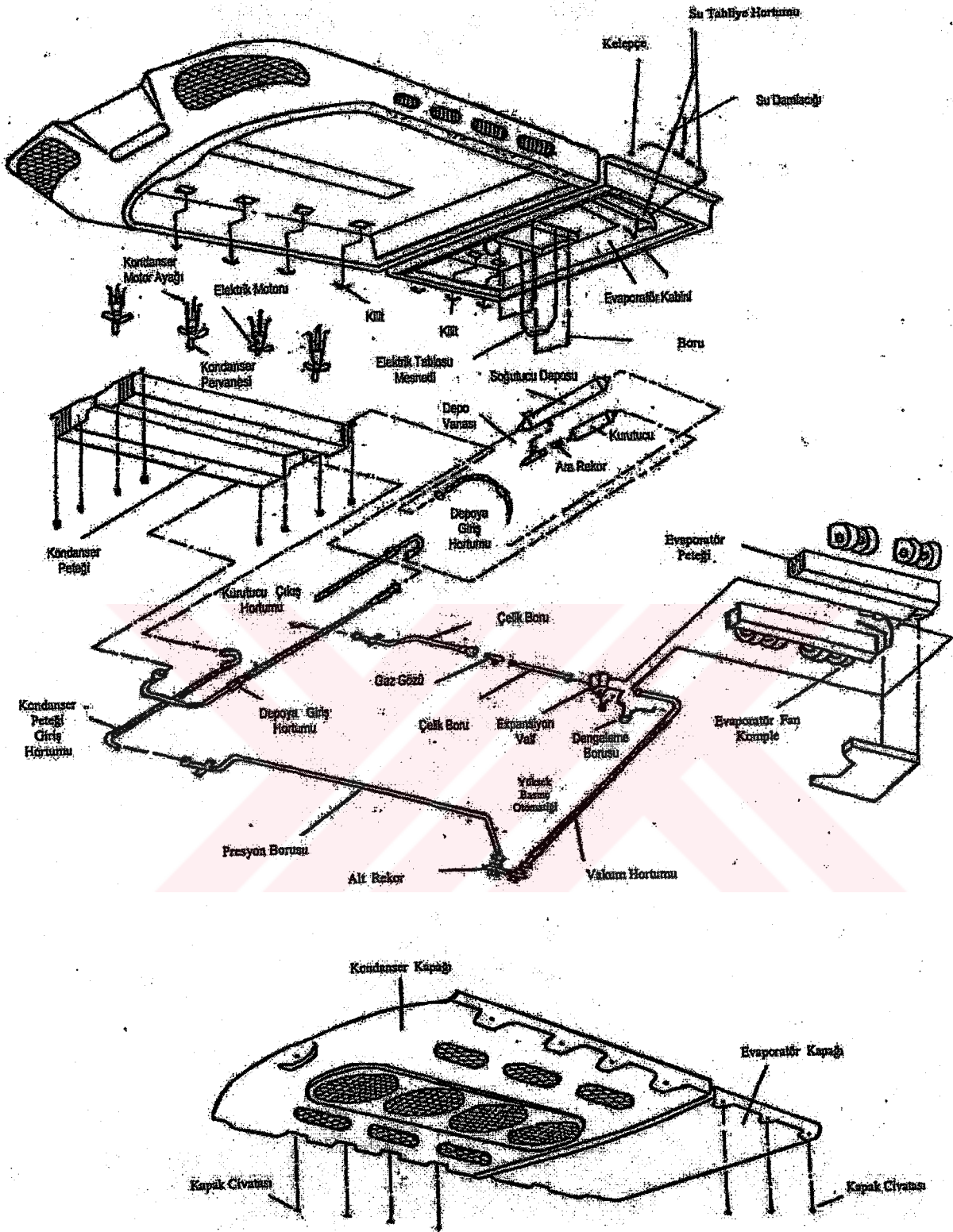
kompresör ve yoğuşturucudan ibaret yüksek basınç tarafı kısmen tavana kısmen de döşeme altına yerleştirilir.

Döşeme altı sistemlerinin şehirlerarası çalışan otobüslerde pek çok yararı vardır. Bunlar otobüs ağırlık merkezini yere yaklaştırması, hava kanallarının kolay yerleştirilmesi ve kısa olması, tavadaki sisteme nazaran daha sessiz olması sayılabilir. Bu sistemin sakıncası özellikle uzun mesafeler arasında çalışan otobüslerde kıymetli sayılabilecek bagaj hacmini kullanmasıdır.

Ayrık yerleştirme sistemi, buharlaştırıcının üstte bulunması nedeni ile daha az bagaj hacmi kullanır. Yoğuşturucunun üstte bulunması durumunda ise soğutma havası daha serin olacak ve yoğuşturucu üzerinde daha az toz ve kir birikecektir. Otobüs üzerinde bir şişkinlik yaratan ayrık sistem yükseklik ile kısıtlıdır. Bu sistemde kompresörün kendisi döşeme altında bulunur.

3.1.3 Tahrik

İklimlendirme sisteminin tahriki için en genel uygulama ayrı bir benzin veya dizel motorun kullanılmasıdır. Soğutma kompresörünün verimli çalıştığı otobüsün esas güç kaynağından bağımsız bu uygulamada yardımcı motor, buharlaştırıcı fanlarını tahrik edecek elektrik motorlarına enerji sağlayan jeneratörü de tahrik edecek kadar büyük güçte olmalıdır. İkinci bir motorun bakım giderleri, daha fazla ağırlık ve hacim getirmesi nedeniyle bu sistem yerini taşıt ana motorundan tahrikli sistemlere bırakmıştır. Motor tahrikli sistemlerin bu yararlarına karşın sakıncaları da bulunmaktadır. Soğutma kompresörleri ana motora bağlı olduğunda soğutma kapasitesi motor hızına bağlı olarak değişir. Rölanti hızlarında kapasite çok düşüktür, buna karşın yüksek hızlarda çok büyük olabilir. Bazı uygulamalar da ise daha uyumlu ve hafif olan hidrostatik sistem kullanılmaktadır. Hidrolik motor ve soğutma fanlarını içeren 60000 kJ/h soğutma kapasiteli tipik bir sistem yaklaşık 300 kg ağırlıkta olmasına karşın bağımsız tahrikli sistem 600 kg'a kadar ağırlaşabilir. Otobüs hızına bağlı olmadan oldukça üniform bir kompresör hızı elde etmek için otomatik transmisyon kullanılmalıdır [14].



Şekil 3.1 Komple Otobüs Kliması

Bu durumda rölanti hızlarında dahi kompresör maksimum hızın 0.50-0.60'ı kadar bir hızda çalışabilir. Soğutma kapasitesini ayarlamanın bir yolu otomatik kapasite kontrol donanımlı normalden daha büyük deplasmanlı kompresörler kullanmaktır. Düşük motor (kompresör) devirlerinde deplasmanın tamamı kullanılır, yüksek devirlerde ise kapasite otomatik olarak azaltılır. Taşıt motorundan tüm gücün isteneceği durumlarda, kompresör ve motor arasında kullanılacak kavrama ile kompresör devreden çıkartılabilir. Bazı uygulamalarda gaz pedalına bağlı bir anahtarla soğutma kompresörü ve genellikle yoğuşturucu fanları tam gaz durumunda devre dışı bırakılır. Tabii bu uygulama çok dikkatli bir tahrik ve kavrama dizaynı gerektirir ki anahtarın açılıp kapanmasında büyük ivme kuvvetleri oluşturmasın.



4. YÖNTEM

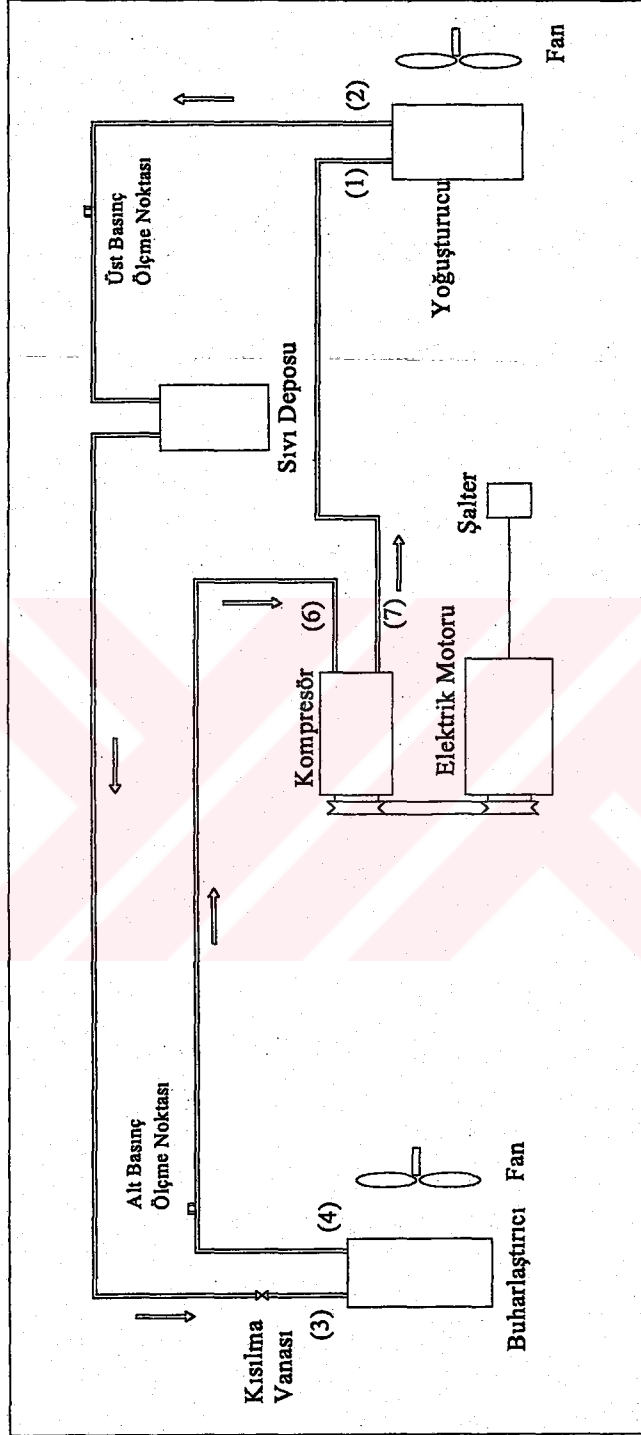
4.1 Otobüs Kliması İçin Soğutma Yükü Hesabı

4.1.1 Otobüs Kliması için Yapılan Ölçümler

Otobüs klimasının ölçüm tesisatının şematik gösterimi Şekil 4.1'de görülmektedir. Otobüs kliması için soğutma yükü hesaplamalarında SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'de üretimi yapılan ES T310 modeline uygulanan klima sistemi ölçüm değerlerinden faydalanılmıştır. Bu ölçüm tesisatında kullanılan klima sisteminin elemanları üretimi yapılan klima sistemiyle aynıdır. Tek fark, kompresör bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir. Elektrik motoru kompresöre kayış kasnak mekanizması ile bağlanmıştır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R-134a'dır. Ölçümler aynı devir sayılarında 5 dakika aralıkla farklı ortam ve yoğuşturucu sıcaklıklarında yapılmıştır. Bu farklı durumlar için sıcaklıklar ve basınçlar ölçülmüştür. Basınçlar iki noktadan (alt ve üst basınç), sıcaklıklar ise 7 ayrı noktadan alınmıştır. Tablo 4.2'de ölçüm değerleri görülmektedir [15].

Tablo 4.1 Termokopul Pozisyonları

Termokopul No	Bulunduğu Konum	Ölçülen Ortam
1	Yoğuşturucu girişi	Soğutucu akışkan
2	Yoğuşturucu çıkışı	Soğutucu akışkan
3	Buharlaştırıcı girişi	Hava
4	Buharlaştırıcı çıkışı	Soğutucu akışkan
5	Buharlaştırıcı çıkışı	Hava
6	Kompresör girişi	Soğutucu akışkan
7	Kompresör çıkışı	Soğutucu akışkan



Şekil 4.1 Otobüs Kliması Ölçüm Tesisatı

Sıcaklık Ölçümü

SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'nin atölyesinde yapılan klima sisteminin sıcaklık ölçümleri K tipi termokopullar yardımıyla yapılmıştır. Tablo 4.1'de termokopulların sistemde buldukları konumlar verilmiştir.

Basınç Ölçümü

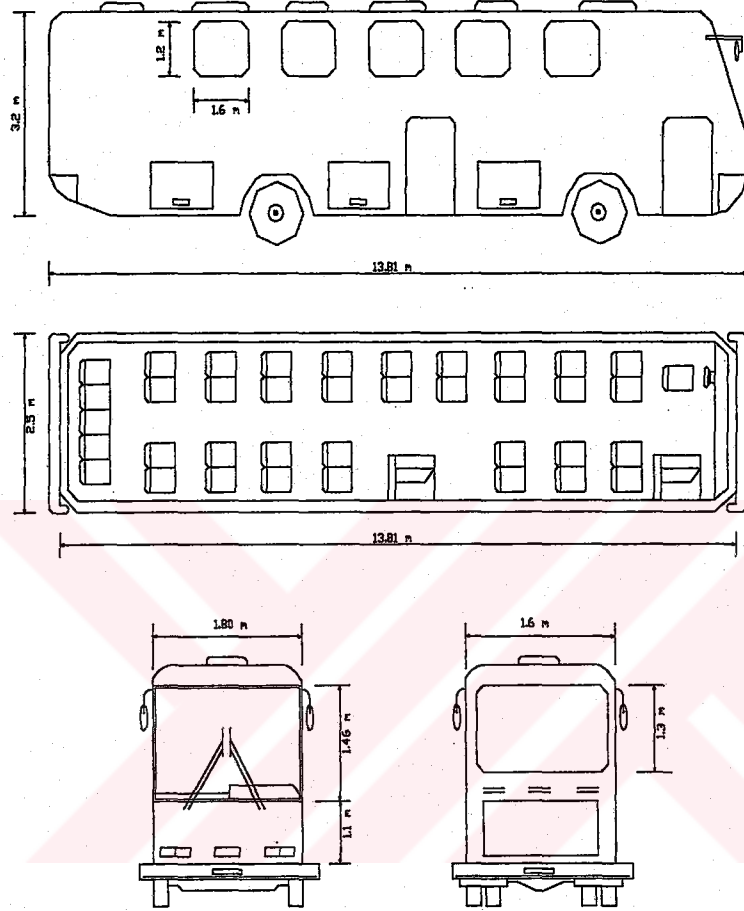
Klima sisteminin çalıştığı maksimum ve minimum basınçları ölçmek için biri buharlaştırıcı çıkışına diğeri yoğuşurucu çıkışına olmak üzere Fluke 700Pxx 700 bara kadar ölçüm yapabilen iki adet basınçölçer yerleştirilmiştir [15]. Buharlaştırıcı (alt) basıncı ölçmek için kullanılan basınç ölçerin ölçüm aralığı 0-6 bar, yoğuşurucu (üst)basıncını ölçmek için kullanılan basınç ölçerin ölçüm aralığı 0-100 bar'dır.

Tablo 4.2 Otobüs Kliması Ölçüm Değerleri

Ölçüm No	Komp. Devir Sayısı [1/d]	Basınçlar [bar]		Sıcaklıklar [°C]						
		alt	üst	Yoğuş. Girişi (1)	Yoğuş. Çıkışı (2)	Buhar. Girişi (3)	Buhar. Çıkışı (4)	Buhar. Çıkışı (5)	Komp. Girişi (6)	Komp. Çıkışı (7)
1	1850	2.89	17.58	40.2	62.5	33.8	20.4	21.6	14.0	70.5
2		2.75	17.58	41.0	62.3	29.8	20.0	17.8	11.1	68.8
3		2.68	17.23	41.6	60.3	27.3	18.5	15.9	9.4	64.8
4		2.48	16.89	41.1	58.2	26.1	17.1	14.9	8.7	64.5
5		2.41	16.41	40.1	57.0	24.7	16.0	13.6	8.3	62.4
6		2.34	16.06	39.7	56.6	23.7	15.6	12.8	7.9	60.0
7		2.27	15.92	40.2	56.1	22.6	14.7	12.4	7.2	58.4
8		2.27	15.85	40.8	55.0	21.7	14.0	11.2	6.8	57.0
9		2.20	15.51	40.5	55.0	20.5	13.5	10.6	6.5	55.2
10		2.17	15.40	40.1	54.0	20.0	12.6	10.0	6.2	53.0

4.1.2 Mevcut Otobüs Klimasının Soğutma Kapasitesi

Hesaplamalar sırasında Şekil 4.2'de görülen otobüsün ölçüleri dikkate alınacaktır.



Şekil 4.2 Otobüsün ölçüleri [15]

Dış yüzey ısı taşınım katsayısının hesabı:

$$hd = 5.7 + 3.8 \times V \text{ Ampirik formülünden bulunabilir [14].} \quad (4.1)$$

$$V = 25 \text{ m/s [14]}$$

$$hd = 5.7 + 3.8 \times 25 = 100.7 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

İletimle ısı geçişi :

$$Q = K \times A \times \Delta T \text{ ifadesiyle hesaplanır [16, 17].} \quad (4.2)$$

4.1.2.1 Tavandan Geçen Isı Kazancı (İletimle)

SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'de üretimi yapılan klima sisteminin uygulandığı ES T310 otobüs modelinin tüm dış ölçüm değerleri ve imalat malzemeleri ısı kazancı hesabında esas alınmıştır.

Otobüsün dış uzunluğu : 13.81 m

Dış genişlik : 2.5 m

Tavan alanı : 34.5 m²

Tavanın toplam ısı geçiş katsayısı : 0.88 W/m²°C

ΔT : 8 °C (dış hava sıcaklığı 38°C , iç hava sıcaklığı 30 °C alınmıştır.) [14].

Tavan; 1,2 mm çelik sac, orta kısım 40 mm cam yünü, 5 mm formikadan ibarettir [15].

$$Q_1 = 0.88 \times 34.5 \times 8 = 242.88 \text{ W}$$

4.1.2.2 Yan Yüzeylerden Geçen Isı Kazancı

a- Camlardan Geçen Isı Kazancı:

Cam alanı : 19.2 m²

Camın toplam ısı geçiş katsayısı : 6.978 W/ m²°C [14]

$$Q_{2a} = 6.978 \times 19.2 \times 8 = 1071.82 \text{ W}$$

b- Sac Kısımdan Geçen Isı Kazancı:

Dış yüzey kalınlığı : 1.2 mm

Hava Boşluğu : 20 mm

İzolasyon malzemesi (cam yünü) : 40 mm

Toplam ısı geçiş katsayısı : 0.529 W/m²°C [14]

Dış uzunluk : 13.81 m

Yükseklik : 3.2 m

Sacdan ısı geçişi olan toplam yan yüzeyin alanı : 30 m² (yan yüzeyin bagaj, cam ve motor kısmı dışındaki alan)

$$Q_{2b} = 0.529 \times 30 \times 8 = 126.96 \text{ W}$$

$$Q_2 = 1198.78 \text{ W}$$

4.1.2.3 Ön Yüzden Geçen Isı Kazancı

a- Camdan geçen ısı kazancı:

$$\text{Ön cam alanı} \quad : 2.64 \text{ m}^2$$

Ön camın toplam ısı geçiş katsayısı : $6.978 \text{ W/m}^2\text{°C}$ [14].

$$Q_{3a} = 6.978 \times 2.64 \times 8 = 147.375 \text{ W}$$

b- Sac kısmından geçen ısı kazancı:

$$\text{Ön yüz sac alanı} \quad : 2 \text{ m}^2$$

Sac kısmının toplam ısı geçiş katsayısı: $0.930 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$$Q_{3b} = 0.930 \times 2 \times 8 = 14.88 \text{ W}$$

$$Q_3 = 162.255 \text{ W}$$

4.1.2.4 Arka Yüzden Geçen Isı Kazancı

a- Arka Yüzeydeki Camdan Geçen Isı Kazancı:

$$\text{Arka cam alanı} \quad : 2.08 \text{ m}^2$$

Arka camın toplam ısı geçiş katsayısı : $6.978 \text{ W/m}^2\text{°C}$ [14].

$$Q_{4a} = 6.978 \times 2.08 \times 8 = 116.114 \text{ W}$$

b- Motordan geçen ısı kazancı:

Motorun bulunduğu bölmenin sıcaklığını 60°C kabul edebiliriz [14].

Toplam ısı geçiş katsayısı: $0.777 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$$\text{Alan} \quad : 5.57 \text{ m}^2$$

$$Q_{4b} = 0.777 \times 5.57 \times (60-30) = 129.836 \text{ W}$$

$$Q_4 = 245.95 \text{ W}$$

4.1.2.5 Tabandan Geçen Isı Kazancı

Alt taban 2.5 cm muşamba ve 1.5 cm kadranlı tahtadan ibarettir.

$$\text{Alt taban alanı} \quad : 34.5 \text{ m}^2$$

Toplam ısı geçiş katsayısı : $0.930 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Araba alt bagaj sıcaklık değeri: 40°C (yaz mevsimi için) [14].

$$Q_5 = 0.930 \times 34.5 \times (40-30) = 320.85 \text{ W}$$

4.1.2.6 Işınımınla Geçen Isı Kazancı

Işınımınla ısı kazancı çeşitli enlem derecesinde çok farklı değerler alır. Ayrıca araç yolda seyir halinde iken dönüş istikametine göre ışınların geliş yönleri sürekli değişecektir. Hesaplamalar Türkiye için 40°C kuzey enlemi göz önüne alınarak yapılacaktır. Haziran ayı ışınların en etkili olduğu ve maksimum ortalama sıcaklığın hissedildiği zamandır. Güneşli bir yaz gününde, araç içine dış ortamın sıcaklığının etkisinin yanında güneş ışınlarının geliş açısı da hesaplamalarda etkin rol oynar.

Haziran ayı ortalaması için gelen ışınım miktarı: [14]

Yatay yüzeye	: 697.8 W
Batı yönünde	: 447.755 W
Doğu yönünde	: 40.705 W
Kuzey yönünde	: 58.15 W
Güney yönünde	: 40.705 W
Camlar için gölgeleme faktörü	: 0.7
Katı yüzeylerin yutma katsayısı	: 0.5

a-Tavandan Işınım Yoluyla Geçen Isı Kazancı:

$$Q_{6a} = 34.5 \times 0.5 \times 697.8 = 12037.05 \text{ W}$$

b-Yan yüzey batı kısmındaki camlardan ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6b} = 9.6 \times 0.7 \times 447.755 = 3008.913 \text{ W}$$

c-Yan yüzey doğu kısmındaki camlardan ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6c} = 9.6 \times 0.7 \times 40.705 = 273.537 \text{ W}$$

d-Ön camdan ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6d} = 2.64 \times 0.7 \times 58.15 = 107.461 \text{ W}$$

e-Ön sac kısımdan ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6e} = 2 \times 0.5 \times 58.15 = 58.15 \text{ W}$$

f-Arka camdan ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6f} = 2.08 \times 0.7 \times 40.705 = 59.266 \text{ W}$$

g-Yan yüzeydeki sac kısımlardan doğu-batı yönünde ışınımınla geçen ısı kazancı:

$$Q_{6g1} = 15 \times 0.5 \times 447.755 = 3358.162 \text{ W}$$

$$Q_{6g2} = 15 \times 0.5 \times 40.705 = 305.287 \text{ W}$$

$$Q_6 = 19207.826 \text{ W}$$

4.1.2.7 İnsanlardan Gelen Isı Kazancı

Oturan bir kişinin attığı duyulur ısı : $Q_d = 63.965 \text{ W/m}^2\text{°C}$ [14].

Oturan bir kişinin attığı gizli ısı : $Q_g = 52.335 \text{ W/m}^2\text{°C}$ [14].

Otobüste bulunan maksimum insan sayısı : $z = 44$ kişi

$$Q_7 = z \times (Q_d + Q_g) = 44 \times 116.3 = 5117.2 \text{ W} \quad (4.3)$$

4.1.2.8 Araç İçindeki Cisimlerin Rejim Haline Gelmesinden Oluşan Isı Yükü

$$Q_8 \cong 233 \text{ W}$$

4.1.2.9 Elektrik Lambalarından Geçen Isı Yükü

$$Q_9 = 58 \text{ W} [15].$$

Q_T , yukarıda tespit edilen ısı kazançlarının toplanması ile tespit edilir.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9$$

$$Q_T = 26786.741 \text{ W}$$

Bulduğumuz soğutma kapasitesi değerini emniyet payıyla;

$$Q_T = 27000 \text{ W} \text{ olarak alabiliriz.}$$

4.1.3 Psikometrik Diyagramda Hava Şartlandırılmasının Gösterilerek Hesapların Yapılması

Ege bölgesi İzmir ilindeki Haziran ayı için:

Dış hava sıcaklığı : 38 °C

Dış havanın izafi nemi : 0.55

İç hava sıcaklığı : 30 °C

İç havanın izafi nemi : 0.50

Havanın buharlaştırıcıdan geçirilmesi ve otobüs içine gönderilmesi psikometrik diyagramda Şekil 4.3'de gösterilmiştir [17].

$$\Psi = \frac{Q_d}{Q_d + Q_g} \quad (4.4)$$

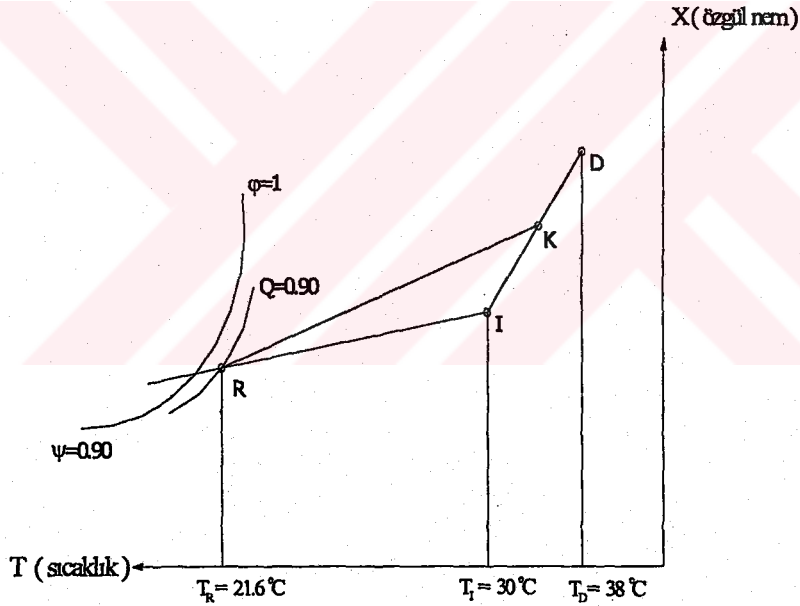
Q_d : Duyulur ısı

Q_g : Gizli ısı

$$Q_g = 52.335 \times 44 = 2302.74 \text{ W}$$

$$Q_d = Q_T - Q_g = 27000 - 2302.74 = 24697.26 \text{ W}$$

$$\Psi = \frac{24697.26}{27000} = 0.90$$



Şekil 4.3 Psikometrik Diyagramda Havanın Şartlandırılması

Bu diyagramda;

D: Dış havayı

I : İç havayı

K: Karışım havasını

R: Karışım havasının buharlaştırıcıdan çıkış noktasını

Ψ :Duyulur ısı oranını

ϕ : İzafi nemi

T : Kuru termometre sıcaklığını

RA: Karışım havasının buharlaştırıcıda soğutulmasını

RI: Buharlaştırıcıdan çıkan havanın, sabit duyulur ısı oranı boyunca ısınarak otobüsün ısı kazançlarını karşılamasını göstermektedir.

h_I : İç havanın entalpisi (kj/kg)

h_R : Karışım havasının buharlaştırıcıdan çıkış entalpisi (kj/kg)

h_K : Karışım havası entalpisi (kj/kg)

V_T : Alana gönderilecek toplam hava miktarı

ρ : Havanın yoğunluğu 1.2 kg/m^3 (0°C)

$$V_T = \frac{Q_T}{\rho \times (h_I - h_R)} = \frac{27000}{1.2 \times (66 - 57)} \times \frac{3600}{1000} \quad (4.5)$$

$$V_T = 9000 \text{ m}^3/\text{h}$$

İnsanların temiz hava ihtiyacı için dış hava miktarı:

İnsan sayısı : $z = 44$

Bir insan için temiz hava miktarı: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ [14].

$$V_D = 44 \times 30 = 1320 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sirkülasyon eden iç hava miktarı

$$V_I = V_T - V_D = 9000 - 1320 = 7680 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.1.4 Soğutma Devresinin Hesabı

Otobüs kliması ile yapılan deneylerde sistemde bulunan her elemana soğutucu akışkanın giriş-çıkış sıcaklığı ve basıncı belli olduğundan, entalpi değerleri bulunabilir. Tablo 4.2'deki ölçüm değerlerinden:

Yoğuşturucu sıcaklığı : 62.5°C

Buharlaştırıcı sıcaklığı : 21.6°C

Hesaplamalar için Şekil 4.4 ve EK E.2, E.3 'den yararlanılacaktır.

4.1.4.1 Sistemin Soğutma Kapasitesi

$$Q_o = V_T \times \rho \times (h_K - h_R)$$

$$Q_o = 9000 \times 1.2 \times (63 - 57) \times \frac{1000}{3600}$$

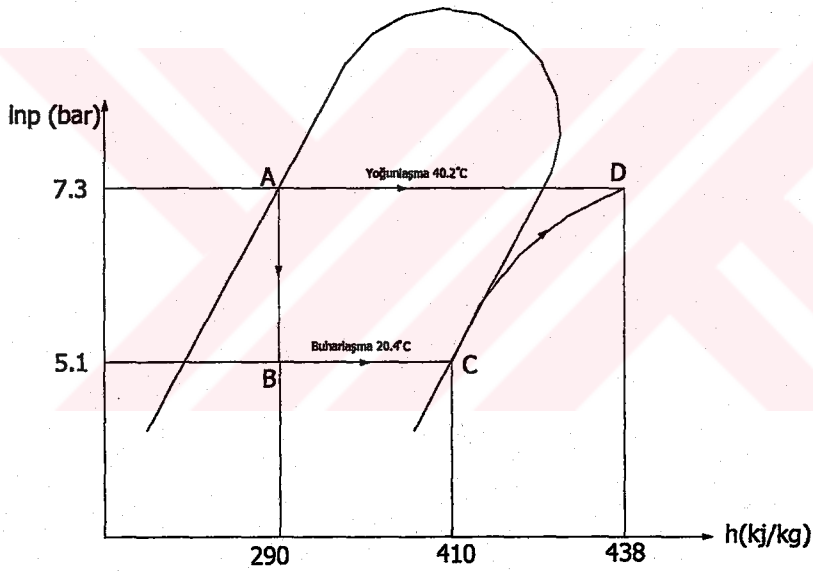
$$Q_o = 18000 \text{ W}$$

Deney 1 için:

G : Soğutma devresinde bir saatte dolaştırılan soğutucu akışkan miktarı [kg/h]

$$G = \frac{18000}{410 - 290} \times \frac{3600}{1000}$$

$$G = 540 \text{ kg/h}$$



Şekil 4.4 R-134a Lnp-h diyagramı

4.1.4.2 Kompresör Pompalama Isısının Hesabı

$$Q_k = G \times (h_d - h_c)$$

$$Q_k = 540 \times (438 - 410) \times \frac{1000}{3600}$$

$$Q_k = 4200 \text{ W}$$

4.1.4.3 Kondanser Yoğuşturma Kapasitesinin Hesabı

$$Q_y = G \times (h_d - h_a)$$

$$Q_y = 540 \times (438 - 290) \times \frac{1000}{3600}$$

$$Q_y = 22200 \text{ W}$$

4.1.4.4 Kompresör Teorik Gücün Hesabı

$$W_t = \frac{4200}{860 \times 1.163}$$

$$W_t = 4.1992 \text{ kW}$$

Pratik Gücün Hesabı:

$$W_p = \frac{4.1992}{0.75 \times 0.90}$$

$$W_p = 6.2211 \text{ kW}$$

η_m : Termik verim (0.90 kabul ederiz)

Otobüs kliması ile yapılan deneylerde sistemde bulunan her elemana soğutucu akışkanın giriş-çıkış sıcaklığı ve basıncı belli olduğundan, entalpi değerleri bulunabilir (Tablo 4.3). Tabloda verilen entalpi değerleri kJ/kg cinsindedir.

Tablo 4.3 Mevcut Sistemdeki Elemanların Giriş-Çıkış Entalpi Değerleri

Deney No	Yoğusturucu			Buharlastırıcı			Kompresör		
	Sıcak. [°C]	Giriş	Çıkış	Sıcak [°C]	Giriş	Çıkış	Sıcak. [°C]	Giriş	Çıkış
		Entalp. [kJ/kg]	Entalp. [kJ/kg]		Entalp. [kJ/kg]	Entalp. [kJ/kg]		Entalp. [kJ/kg]	
1	62.5	422.0	290.0	21.6	290.0	410.0	70.5	408.2	438.0
2	62.3	422.9	288.0	17.8	288.0	408.5	68.8	407.5	437.0
3	60.3	423.8	286.0	15.9	285.0	408.0	64.8	406.2	436.5
4	58.2	423.0	282.0	14.9	282.0	407.4	64.5	405.4	432.0
5	57.0	421.6	280.0	13.6	280.0	406.5	62.4	404.0	431.0
6	56.6	420.0	277.0	12.8	277.0	406.0	60.0	403.2	429.0
7	56.1	422.0	276.0	12.4	276.0	404.2	58.4	403.0	428.0
8	55.0	422.8	275.0	11.2	275.0	403.8	57.0	402.6	425.6
9	55.0	422.6	275.0	10.6	275.0	403.0	55.2	402.2	425.0
10	54.0	422.0	274.0	10.0	274.0	402.0	53.0	402.0	423.0

Tablo 4.4. Soğutucu Akışkan Debisi ve Mevcut Sistemdeki Elemanların Kapasiteleri

Deney No	Soğutucu Akışkan Debisi [kg/s]	Buharlastırıcı Kap. $Q_{buh.}$ [W]	Yoğusturucu Kap. $Q_{yoğ.}$ [W]	Kompresör Gücü W_k [W]
1	0.150000	18000.000	22200.000	6221.102
2	0.189594	22846.153	28249.597	8003.665
3	0.191761	24545.454	29051.846	8095.133
4	0.215311	26999.999	32296.650	7845.477
5	0.222521	28148.936	33600.704	8075.242
6	0.222116	28653.060	33761.746	7567.060
7	0.226209	29000.000	34383.772	7974.527
8	0.227698	29327.585	34291.415	7352.499
9	0.232031	29700.000	34804.687	7561.138
10	0.238574	29860.450	34920.040	7726.524

Tablo 4.3 'da verilen değerlere göre sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ve sistemdeki elemanların kapasiteleri Tablo 4.4'de verilmiştir. Burada W_k , kompresör tarafından akışkana verilen enerji olup, kompresörün gücü ancak verimlerinin dahil edilmesi ile bulunmuştur.

4.1.4.5 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutma Kapasitesi

Volvo-Penta ArGe Bölümü'nden elde edilen dizel motor deney sonuçları'nda ve ileride yapılan hesaplamalarda verilerin daha basite indirgenmesi açısından her devir ve Tork değeri Konum olarak adlandırılmıştır. $Q_{buh.}$, Soğutma sistemi kapasiteleri değer alınarak konumlara göre Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi elemanlarının kapasiteleri, soğutucu akışkan debisi, fakir eriyik debisi ve zengin eriyik debileri bulunmuştur.

Deney 1 için: $Q_{buh} = 18000 \text{ W} = 15480 \text{ kcal/h}$ esas alınarak,

Tablo B.4'den basınç değerleri

$$T_{yoğ} = 40.2 \text{ °C} \quad P_{yoğ} = 7.4573 \times 7.5 = 55.9297 \text{ mmHg}$$

$$T_{buh} = 21.6 \text{ °C} \quad P_{buh} = 2.581 \times 7.5 = 19.35 \text{ mmHg bulunur.}$$

x: LiBr Ağırlık yüzdesi

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde 1.hal (fakir eriyik) için:

$$T_1 = 40 \text{ °C} \quad \%100 \text{ su için Şekil E.3'den } h_1: -33 \text{ kcal/kg}$$

$$P_1 = 19.35 \text{ mmHg} \quad x_1: 0.475$$

2.hal (su buharı) için:

$$P_2 = 55.9297 \text{ mmHg} \quad \text{su buharı için Tablo B.4'den } h_2: 2660.1 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 90 \text{ °C} \quad h_2: 636.3875 \text{ kcal/kg}$$

3.hal (zengin eriyik) için:

$$T_2 = 90 \text{ °C} \quad \%100 \text{ su için Şekil E.3'den } h_3: -13 \text{ kcal/kg}$$

$$P_2 = 55.9297 \text{ mmHg} \quad x_3: 0.620$$

4.hal (doymuş su) için:

$$T_{yoğ} = 40.2 \text{ °C} \quad \text{su buharı için Tablo B.4'den } h_4: 168.286 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4: 40.2598 \text{ kcal/kg}$$

5.hal (su buharı) için:

$$T_{\text{buh}} = 21.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

su buharı için Tablo B.4'den $h_5:2541.08 \text{ kJ/kg}$

$$h_5:607.9138 \text{ kcal/kg}$$

$$m_2 = Q_{\text{buh}} / (h_5 - h_4) = 27.2701 \text{ kg/h}$$

$$m_1 \times x_1 = m_2 \times x_2 + m_3 \times x_3 \quad \text{kütlenin korunumu yasası}$$

$$m_1 = m_2 + m_3$$

$$m_3 = 98.7568 \text{ kg/h}$$

$$m_1 = 126.0269 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{kay}} = m_2 \cdot h_2 + m_3 \cdot h_3 - m_1 \cdot h_1 = 20229.4 \text{ kcal/h} = 23522.5581 \text{ W}$$

$$Q_{\text{yoğ}} = m_2 \cdot h_2 - m_4 \cdot h_4 = 16256.46 \text{ kcal/h} = 18902.8626 \text{ W}$$

$$Q_{\text{buh}} = m_2 \cdot h_5 - m_2 \cdot h_4 = 15479.98 \text{ kcal/h} = 17999.9782 \text{ W}$$

$$Q_{\text{abs}} = m_5 \cdot h_5 + m_3 \cdot h_3 - m_1 \cdot h_1 = 19452.91 \text{ kcal/h} = 22619.6737 \text{ W}$$

$$Q_{\text{yoğ}} + Q_{\text{abs}} = Q_{\text{kay}} + Q_{\text{buh}} \quad \text{Enerjinin korunumu yasası}$$

Tablo 4.5 Konumlara göre Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Akışkan Debileri

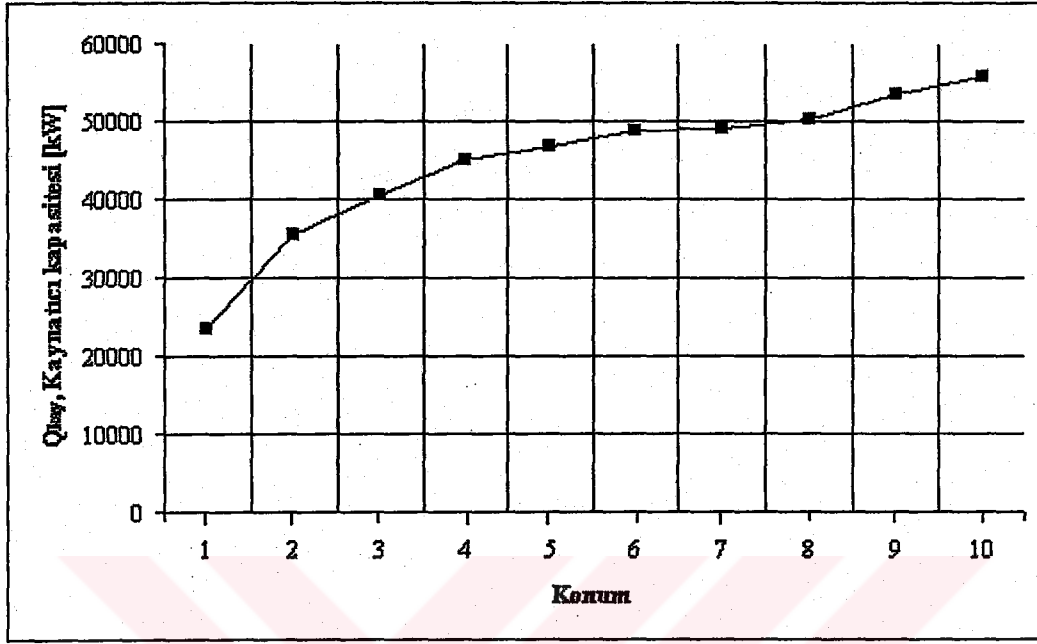
Konum	Soğutucu Akışkan Debisi m_1 [kg/s]	Fakir Eriyik Debisi m_3 [kg/s]	Zengin Eriyik Debisi m_5 [kg/s]
1	0.007576	0.035007	0.027432
2	0.011228	0.065706	0.054478
3	0.012093	0.083165	0.071071
4	0.013301	0.091472	0.078170
5	0.013857	0.093562	0.079705
6	0.014104	0.112887	0.098783
7	0.014291	0.106220	0.091928
8	0.014465	0.117358	0.102892
9	0.014567	0.142883	0.128316
10	0.014665	0.163035	0.148369

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kütle korunumu veya süreklilik denkleminde sisteme giren kütle miktarı, sistemden çıkan kütle miktarına eşittir. Enerjinin korunumunda ise sisteme giren ısı miktarı ile sistemden çıkan ısı miktarı birbirine eşittir [18].

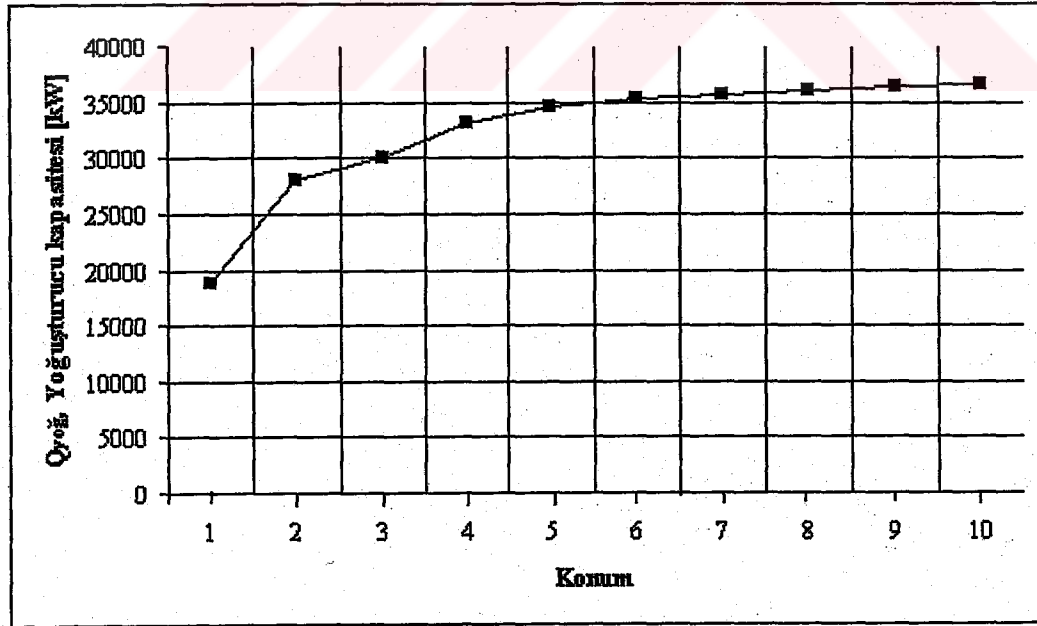
Tablo 4.6 Konumlara Göre Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Kapasiteleri

Konum	Kaynatici Kap. Q_{kay} [W]	Yoğusturucu Kap. Q_{yog} [W]	Buharlastirici Kap. Q_{buh} [W]	Absorber Kap. Q_{abs} [W]
1	23522.5581	18902.8626	17999.9782	22619.6737
2	35523.3941	27981.6479	26565.2868	34108.1124
3	40534.3401	30108.2281	28541.2101	38967.3221
4	44938.2933	33143.5241	31395.3347	43190.1039
5	46677.3559	34585.5743	32731.2831	44823.0647
6	48765.8037	35225.1769	33317.4909	46858.1177
7	49077.4291	35664.2407	33720.8842	47134.0726
8	50326.7462	36079.1685	34101.7793	48349.3569
9	53445.4089	36315.2099	34302.2883	51432.4874
10	55680.5430	36577.5853	34534.8424	53637.8001

Sonuçların anlaşılması ve daha rahat irdelenebilmesi açısından, sistemdeki elemanların kapasitelerinin, soğutucu akışkan ve eriyik debilerinin Konum ile değişimi grafikler halinde verilmiştir.



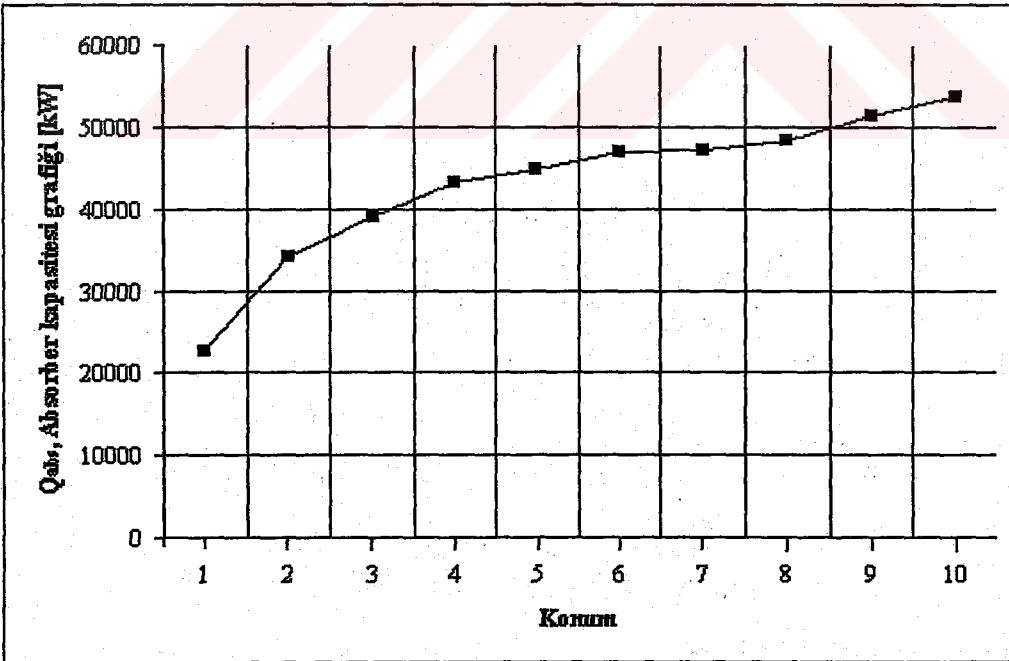
Şekil 4.5 Konum- Kaynatıcı Kapasitesi Grafiği



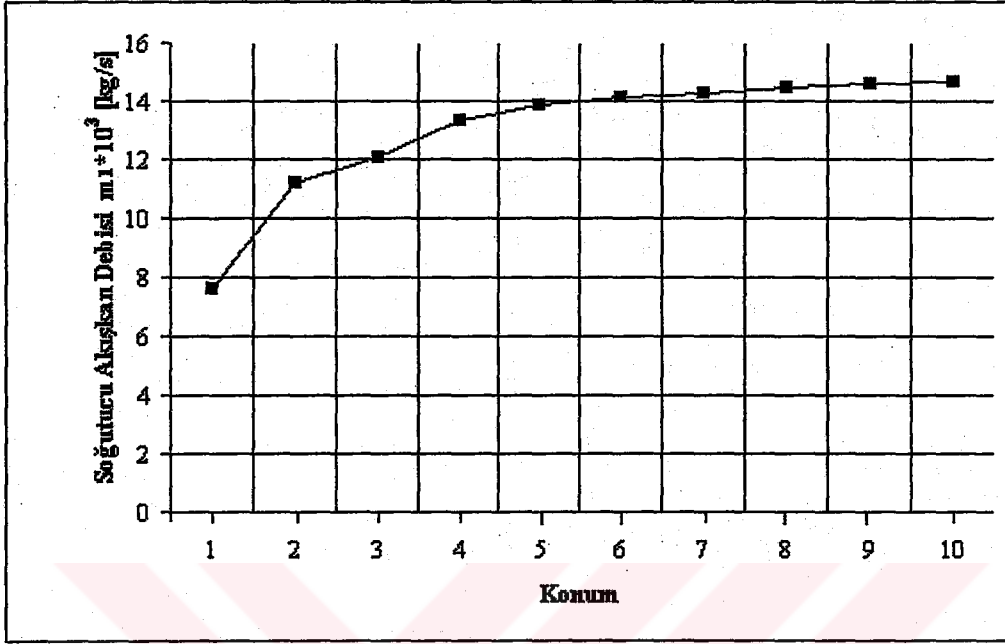
Şekil 4.6 Konum- Yoğuşturucu Kapasitesi Grafiği



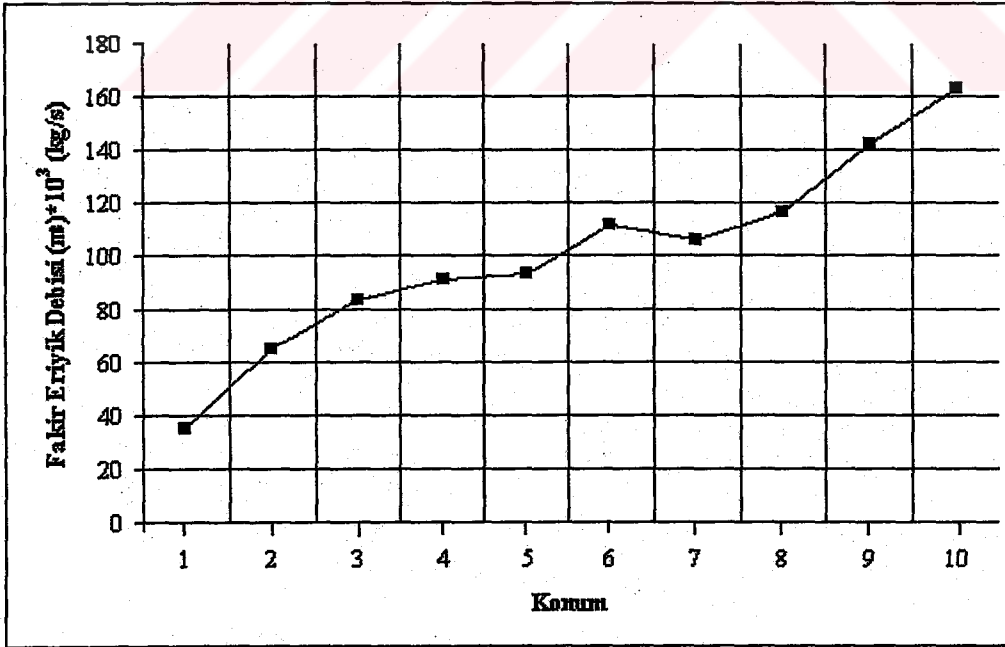
Şekil 4.7 Konum- Buharlaştırıcı Kapasitesi Grafiği



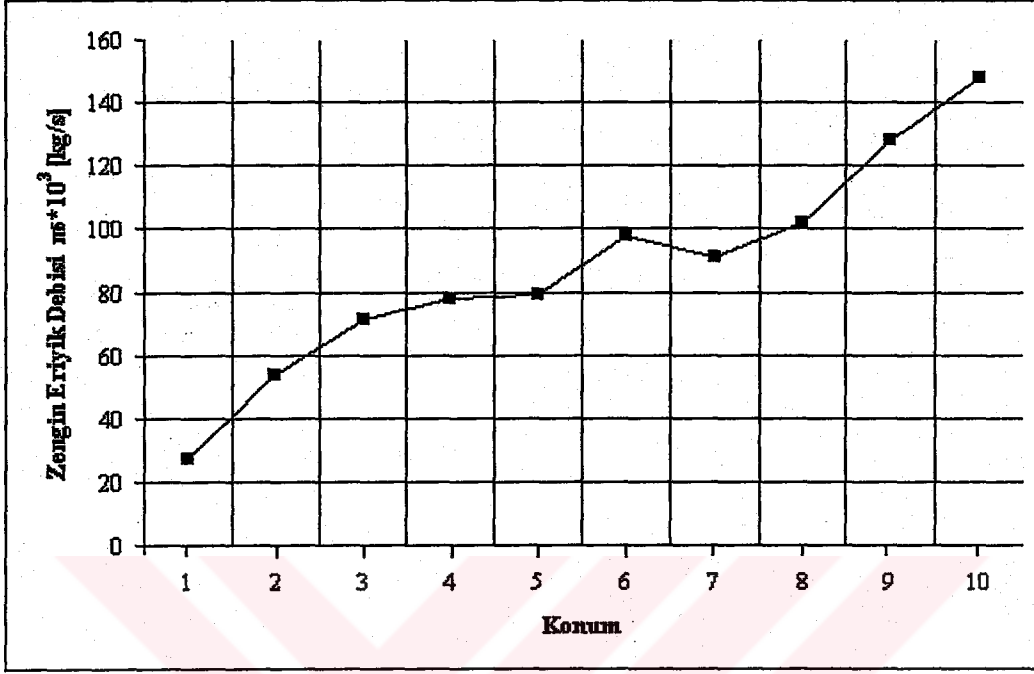
Şekil 4.8 Konum- Absorber Kapasitesi Grafiği



Şekil 4.9 Konum- Soğutucu Akışkan Debisi Grafiği



Şekil 4.10 Konum- Fakir Eriyik Debisi Grafiği



Şekil 4.11 Konum- Zengin Eriyik Debisi Grafiği

Şekil 4.5’de kaynatıcı kapasitesinin konum değerleri ile değişimi incelenmiştir. Konum değerleri ile egzoz gazı sıcaklığı ve debisi arttığından bunun sonucu olarak kaynatıcı kapasitesi de artmıştır.

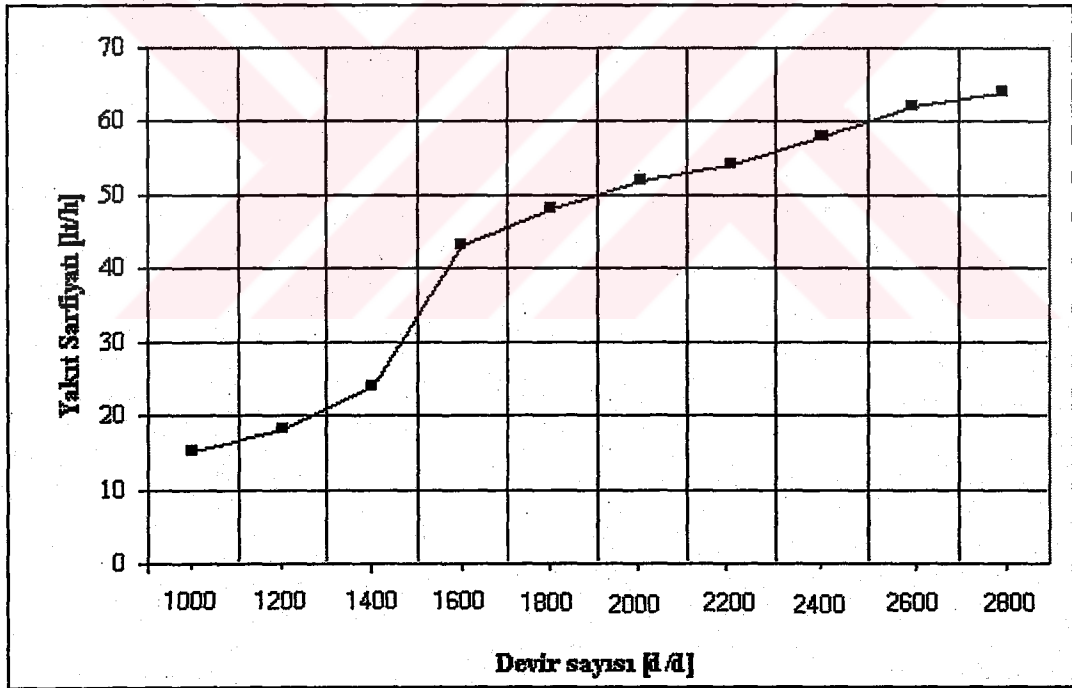
Şekil 4.6, 4.7 ve 4.8’de sırasıyla yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber kapasitelerinin konum değerlerine göre değişimi incelenmiştir. Kaynatıcı kapasitesinin artmasıyla beraber soğutucu akışkan debisindeki artış, sistemdeki diğer elemanların kapasitelerini de artırmıştır.

Şekil 4.9, 4.10 ve 4.11’de soğutucu akışkan ve eriyik debilerinin konum değerlerine göre değişimi incelenmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı ve debisinin artmasıyla beraber kaynatıcı kapasitesindeki artış, sonuç olarak soğutucu akışkan debisini de artırmıştır. Sistemdeki dolaşım oranı sabit olduğundan buna bağlı olarak zengin ve fakir eriyik debileri de artmıştır.

4.2 Dizel Motorlar

Dizel motor için deney verileri olarak, Volvo-Penta ArGe Bölümü'nün yapmış olduğu Motor Deney verileri esas alınmıştır. TAMD63L modeli için yapılan deneylerin ilk kısmında belirli yük altında farklı devir sayılarında motorun yakıt sarfiyatı, motor gücü ölçülmüştür. Elde edilen veriler EK C.1'de görülmektedir. Deneyin II. Kısımında yine aynı yük ve devir sayılarında egzoz manifoldundaki egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı ölçülmüştür. Elde edilen veriler EK C.2' de görülmektedir [19,20].

Volvo Penta'dan alınan TAMD63L modelinin Motor Deney Sonuçları'nda ve ileride yapılan hesaplamalarda verilerin daha basite indirgenmesi açısından her devir ve tork değeri Konum olarak adlandırılmıştır.



Şekil 4.12 Yakıt Sarfiyatının Devir Sayısı ile Değişim Grafiği

(Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Otobüs hareket ederken yakıt sarfiyatı Şekil 4.12'den de görüldüğü üzere 1600 ile 2400 devir sayıları arasında normal çalışma şartlarında kabul edilir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki kullanılacak olan kaynatıcı da motorun normal çalışma şartlarına göre seçilecektir.

4.2.1 Motorlardaki Enerji Dağılımı ve Egzoz Gazının Isıl Kapasitesi

Yapılacak olan soğutmanın yeterli olup olmayacağı veya ne derecede soğutma yapılabileceği egzoz gazının sıcaklığına, debisine ve özgül ısısına yani egzoz gazının ısıl kapasitesine bağlıdır. Aşağıdaki tabloda bazı motorlardaki enerji dağılımı ve egzoz gazı sıcaklıkları görülmektedir.

Tablo 4.7 Enerji Dağılımı ve Egzoz Gazı Sıcaklığı [22]

Motor Tipi	Motorda Kullanılan [%]	Soğutma Suyu ve diğerleri [%]	Egzoz [%]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]
Dizel	35-40	25-30	30-40	400-600
Adyabatik Dizel	35-40	5-10	60-65	700-950
Bujili Ateşleme	25-30	40-50	20-35	600-900
Gaz Türbini	30-35	5-10	55-70	150-300
Stirling	30-35	50-55	15	150-300

Tabloda görüldüğü gibi yakıttan elde edilen enerjinin en fazla % 35-40'lık bir kısmı motorda kullanılabilen, geri kalan % 60-65'lik bölüm egzoz gazı, soğutma suyu ve diğer kayıplar olarak çevreye atılmaktadır. Oluşan bu kayıplar içerisinde egzoz gazının oranı motor tipine göre değişmekle beraber % 35 civarındadır ve 400 ile 900°C arasında bir sıcaklıkta çevreye atılmaktadır. Kullanılacak olan alternatif sistemle, bu atık enerjinin değerlendirilmesinin yanında egzoz gazı sıcaklığını düşürerek çevreye bu derece yüksek sıcaklıkta atılmasına engel olunacaktır.

Egzoz gazının ısıl kapasitesinin bulunabilmesi için egzoz gazı debisinin bilinmesi gerekir. Egzoz gazı debisi denklem 4.6 ile bulunabilir.

$$m_{\text{egzoz}} = m_{\text{yakıt}} + m_{\text{hava}} \quad (4.6)$$

Yakıt sarfiyatı, TAMD63L Motor Deneyi sonuçlarından (EK C) alınabilir. Hava debisi değeri, Egzoz Gazlarının Termofiziksel Özellikleri Bölümü'nde (EK A) hesaplanan hava/yakıt oranına göre bulunur [23]. Aşağıdaki Tablo 4.8'de TAMD63L modeli için hesaplanan egzoz gazı debileri verilmiştir.

TAMD63L Modeli için EK A 'da hesaplandığı gibi hava/yakıt oranı 14.888 alınmıştır.

ÖRNEK:

Konum 1 (1000 d/d) için EK C'den,

$$m_{\text{yakıt}} = 12.42 \text{ kg/h} = 3.45 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

okunur.

$$\frac{H}{Y} = 14.888 \text{ mol} \Rightarrow \frac{m_{\text{hava}}}{3.45 \times 10^{-3}} = 14.888$$

$$m_{\text{hava}} = 0.0513636 \text{ kg/s}$$

denklem 4.6'yı kullanarak

$$m_{\text{egzoz}} = 3.45 \times 10^{-3} + 0.0513636$$

$$m_{\text{egzoz}} = 0.0548136 \text{ kg/s}$$

bulunur. Bu işlemler diğer konumlar içinde yapılarak Tablo 4.8 oluşturulmuştur.

İdeal şartlarda egzoz gazının ısı kapasitesi çok büyük olmasına rağmen bu kapasitenin tamamı kullanılamamaktadır. Egzoz gazı ideal ısı transfer kapasitesi,

egzoz gazı sıcaklığının kaynatıcı tarafından ortam sıcaklığına kadar düşürülebileceği varsayılarak hesaplanmıştır. Bu değer denklem 4.7 yardımıyla bulunabilir [24].

$$Q_{eg,ideal} = m_{eg} \times C_{peg} \times \Delta T_{ideal} \quad (4.7)$$

Burada;

$Q_{eg,ideal}$: Egzoz gazı ideal ısı transfer kapasitesi [W]

m_{eg} : Egzoz gazı debisi [kg/s]

C_{peg} : Egzoz gazının özgül ısısı [J/kgK]

ΔT_{ideal} : Egzoz gazının kaynatıcıya girişi ile ortam arasındaki sıcaklık farkı [°C]

(Ortam sıcaklığı 25 °C alındı)

Tablo 4.8 Egzoz Gazı Debileri (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Konum	Devir Sayısı[d/d]	Yakıt Debisi $m_{yakıt} \times 10^3$ [kg/s]	Hava Debisi $m_{hava} \times 10^3$ [kg/s]	Egzoz Debisi $m_{egzoz} \times 10^3$ [kg/s]
1	1000	3.4500	51.3636	54.8136
2	1200	4.2416	63.1489	67.3905
3	1400	5.1250	76.3010	81.4260
4	1600	10.5277	156.7363	167.2640
5	1800	11.3000	168.2344	179.5344
6	2000	11.9888	178.4892	190.4780
7	2200	12.7777	190.2343	203.0120
8	2400	13.3833	199.2505	212.6338
9	2600	14.2500	212.1540	226.4040
10	2800	14.8833	221.5825	236.4658

Bu durumda egzoz gazının ısı kapasite değerleri Tablo 4.9'da verilmiştir. Egzoza giden enerjinin ne boyutlarda olduğunu göstermek açısından Tablo 4.10'da yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının motorda kullanıldığı ve ne kadarının

egzoza gittiği karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tablo 4.10'da verilen motor verimi ve egzoza giden enerji oranı şu şekilde tarif edilmiştir [25].

Motor verimi; yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının motorda kullanıldığının bir ölçüsü olup denklem 4.8 ile bulunabilir.

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{motor}}}{E_{\text{giren}}} \times 100 \text{ [\%]} \quad (4.8)$$

Egzoza giden enerji oranı; yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının egzoz yoluyla dışarıya atıldığının bir ölçüsü olup denklem 4.9 ile bulunabilir.

$$C_{\text{egzoz}} = \frac{Q_{\text{eg ideal}}}{E_{\text{giren}}} \times 100 \text{ [\%]} \quad (4.9)$$

Tablo 4.9 Egzoz Gazının Isı Transfer Kapasitesi (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

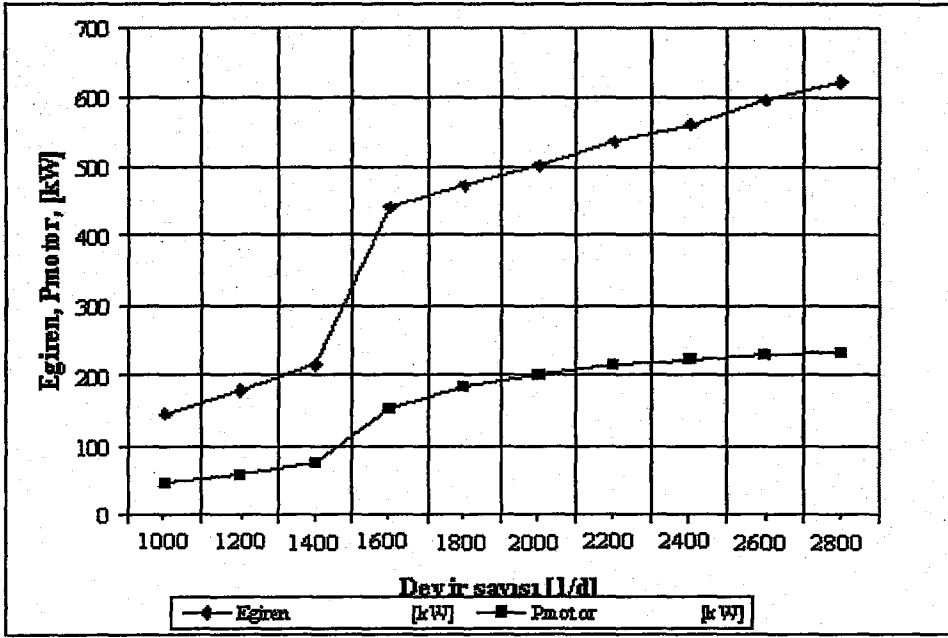
Konum	Devir Sayısı [d/d]	Egzoz Gazı Giriş Sıcaklığı $T_{\text{eg giriş}}$ [°C]	Sıcaklık Farkı ΔT [°C]	Egzoz Gazı İdeal Isı Trans Kap. $Q_{\text{eg ideal}}$ [W]
1	1000	403	378	22921.9865
2	1200	448	423	31834.1926
3	1400	488	463	42372.4285
4	1600	604	579	104487.1877
5	1800	548	523	107055.8966
6	2000	496	471	101013.2345
7	2200	457	432	97889.5182
8	2400	433	408	96437.0967
9	2600	418	393	98682.2693
10	2800	410	385	100848.2749

Tablo 4.10 Egzoza Giden Enerji Değerleri (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

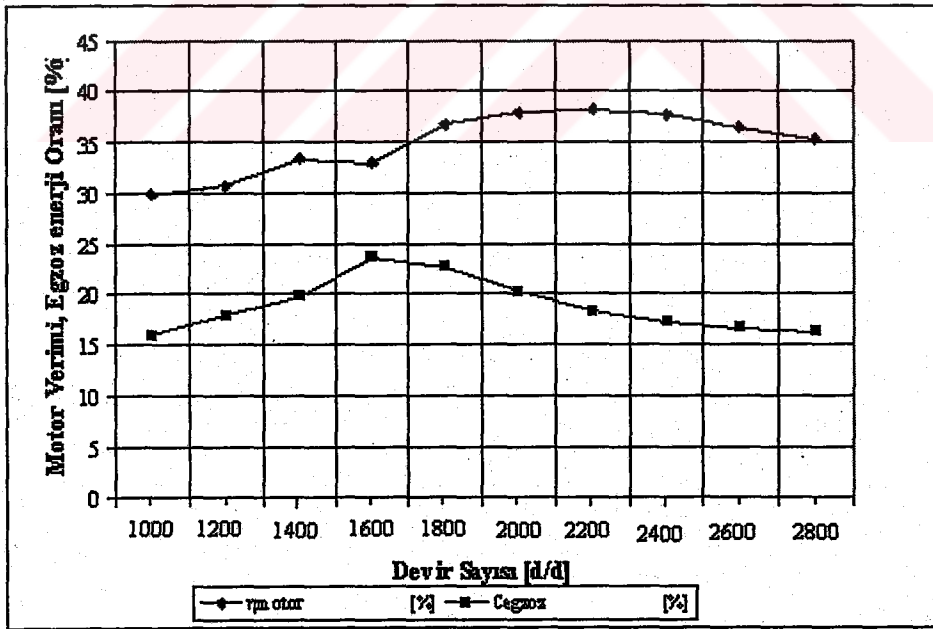
Konum	Devir Sayısı [d/d]	Yakıttan Alınan Enerji E_{giren} [kW]	Motora Giden Enerji P_{motor} [kW]	Motor Verimi η_{motor} [%]	Egzoza Giden Enerji Oranı C_{egzoz} [%]
1	1000	144.4186	45.4884	29.9643	15.8719
2	1200	177.5581	57.4198	30.7648	17.9288
3	1400	214.5348	75.3169	33.3981	19.7508
4	1600	440.6976	152.8709	33.0001	23.7094
5	1800	473.0232	182.6994	36.7435	22.6322
6	2000	501.8604	200.5965	38.0251	20.1277
7	2200	534.8837	214.7651	38.1973	18.3010
8	2400	560.2325	222.2222	37.7352	17.2137
9	2600	596.5116	228.9336	36.5104	16.5432
10	2800	623.0232	231.1707	35.2984	16.1869

Şekil 4.13'de devir sayılarına göre yakıt ile verilen enerji ve motorda kullanılan enerji değişimi görülmektedir. Şekil 4.14'de yine devir sayısına göre motor verimini ve egzoza giden enerji oranı görülmektedir.

Yukarıda verilen tablolardan görüldüğü gibi yakıttan elde edilen enerjinin egzoz yoluyla dışarı atılan kısmı yaklaşık olarak % 15.8 ile % 23.7 arasındadır. Bu oldukça yüksek bir kayıp olsa da motor da kullanılan enerjinin altındadır.



Şekil 4.13 Yakıt ile Verilen ve Motorda Kullanılan Enerjinin Değişimi
(Dizel motorun gaz konumu 2/3)



Şekil 4.14 Motor Verimi ve Egzoza Giden Enerji Oranları Değişimi
(Dizel motorun gaz konumu 2/3)

4.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Kaynatıcı Hesabı

Otobüslerde kullanılacak kaynatıcılar, boyutları fazla yer kaplamayacak egzoz gazı enerjisinden en fazla şekilde yararlanılabilecek fakat bu esnada egzoz gazı yolunda büyük basınç kayıpları oluşturarak motorun performansını etkilemeyecek şekilde dizayn edilmelidir. Bunlara ilave olarak tasarımı yapılan kaynatıcının üretimi kolay yapılabilmesi, maliyeti yüksek olmamalı ve kullanılan malzeme, su-LiBr eriyiği ve egzoz gazı ile hiçbir reaksiyona girmemelidir.

Bu amaçla bir çok kaynatıcı dizaynı denemesinden sonra çalışmamıza ve hesaplarımıza en uygun kapasiteyi sağlayan, araca monte edilebilir boyutlardaki kaynatıcı aşağıdaki şekilde görülmektedir. Kaynatıcının daha ayrıntılı gösterimi EK D'de mevcuttur.

Otobüslerde egzoz manifoldu çıkışı genelde 55 mm veya 70 mm'dir. Dolayısıyla egzoz borusunun alanı,

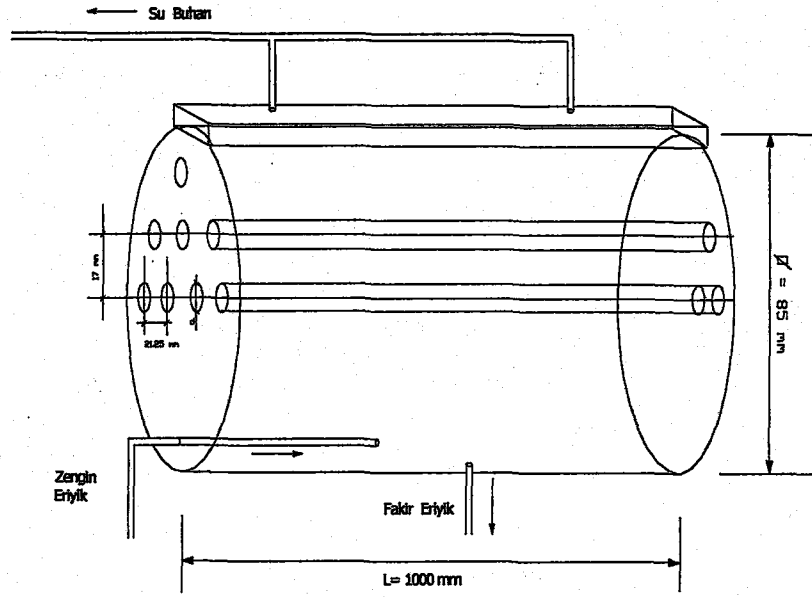
$$A_{\text{egzoz}} = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 0,07^2}{4} = 3.8465 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

bulunur. Kaynatıcıda basınç düşümünün büyük değerlerde olmaması için egzoz gazının kaynatıcıdaki serbest akış alanını egzoz borusu alanı alınarak işlemlere başlanırsa,

Kaynatıcıdaki bir adet borunun alanı,

iç çap : $d_i = 5/8''$

$$A_{\text{boru}} = \frac{\pi \times d_i^2}{4} = \frac{\pi \times 0.016^2}{4} = 2.0096 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$



Şekil 4.15 Kaynatıcının şekli

4.3.1 Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı için Boru Sayısı Hesabı

Aşağıda yapılan hesaplamalarda ES T310 modelinin Konum 5'deki özellikleri esas alınmıştır ve kaynatıcı uzunluğu (L) 100'cm'dir. Farklı kaynatıcı uzunlukları ve konumları için yapılan hesaplamaların sonuçları EK F'de verilmiştir.

Konum 5 için egzoz gazının özellikleri EK A'dan,

$$m_{eg} = 0.17953 \text{ kg/s}$$

$$T_{eg} = 548 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_{peg} = 1140.148 \text{ J/kgK}$$

$$\rho_{eg} = 0.665632 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{eg} = 41.11511 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_{eg} = 40.2499 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Pr_{eg} = 0.74839$$

$$m_{eg} = \rho \times V \times A_{boru}$$

$$V = \frac{m_{eg}}{\rho \times A_{boru}} = \frac{0.17953}{0.665632 \times 2.0096 \times 10^{-4}} = 1342.642 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V \times dh}{\nu} = \frac{1342.642 \times 0.016}{41.11511 \times 10^{-6}} = 522324$$

$Re > 2300$ olduğundan boruların içinden egzoz gazının akışı türbülanslıdır. İç taraftaki taşınım katsayısı denklem (Gnielinski korelasyonu) yardımıyla bulunabilir [26, 27].

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12.7 \times (f/8)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.10)$$

Korelasyonun kullanım aralığı,

$$0.5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re < 5 \times 10^6$$

$$f = 0.316 \times 522324^{-1/4} = 0.011754$$

bulunur. 4.10 nolu denklemde yerine konduğunda,

$$Nu = \frac{(0.011754/8) \times (522324 - 1000) \times 0.74839}{1 + 12.7 \times (0.011754/8)^{1/2} \times (0.74839^{2/3} - 1)} = 600.1264$$

aynı zamanda,

$$Nu = \frac{h_i \times d}{k} \quad (4.11)$$

Olduğundan iç taraftaki (egzoz gazı tarafındaki) ısı taşınım katsayısı,

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d} = \frac{600.1264 \times 40.249 \times 10^{-3}}{0.016} = 1509.6919 \text{ W/m}^2\text{K}$$

En genel halde silindirik yüzeyler için toplam ısı transfer katsayısı ise [27],

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \times \frac{A_d}{A_i} + R_{f_i} + \frac{\ln(r_d/r_i)}{2 \times \pi \times l \times k} A_d + R_{f_d} + \frac{1}{h_d} \quad (4.12)$$

burada;

K : Toplam ısı transfer katsayısı [W/m²K]

h_i : İç taraftaki (egzoz gazı tarafı) ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

h_d : Dış taraftaki (eriyik tarafı) ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

A_d : Borunun dış kesit alanı [m²]

A_i : Borunun iç kesit alanı [m²]

R_f : Borunun iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörleri [m²K/W]

l : Boru boyu [m]

k : Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı [W/mK]

r_d, r_i : Borunun dış ve iç yarıçapları [m]

$$A_i = \frac{\pi \times d_i^2}{4} = \frac{\pi \times 0.016^2}{4} = 2.0096 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_d = \frac{\pi \times d_d^2}{4} = \frac{\pi \times 0.018^2}{4} = 2.5434 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Egzoz gazı tarafındaki kirlilik faktörü su-LiBr tarafına göre çok daha büyüktür. Dolayısıyla hesaplarda sadece egzoz gazı tarafındaki kirlilik faktörü dikkate alınacaktır.

Dizel yakıtı kullanan bir motorun egzoz gazı kirlilik faktörü,

$$R_f = 0.0002 \text{ m}^2\text{K/W} [1]$$

Boruların dışında kaynama olduğundan dış taraftaki taşınım katsayısı (h_d) çok büyüktür ve toplam ısı transfer katsayısına etkisi ihmal edilebilir [28].

Boru malzemesi bakır alınmıştır. Bakır malzemenin ısı iletim katsayısı 386 W/mK' dir [29].

Toplam ısı transfer katsayısı denklem (4.12) ile bulunur.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{1509.6919} \times \frac{2.5434 \times 10^{-4}}{2.0096 \times 10^{-4}} + 0.0002 + \frac{\ln(9/8)}{2 \times \pi \times 1 \times 386} \times 2.5434 \times 10^{-4}$$

$$K = 962.9838 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kaynaticıdaki enerji dengesinden,

$$Q_{kay} = K \times A_s \times \Delta T_{ln} = m_{eg} \times C_{peg} \times \Delta T_{eg} \quad (4.13)$$

yazılabilir. Burada;

Q_{kay} : Kaynaticıda egzoz gazından transfer edilen ısı miktarı [W]

K : Toplam ısı transfer katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

A_s : Isı transfer yüzey alanı [m^2]

ΔT_{ln} : Logaritmik sıcaklık farkı [$^{\circ}\text{C}$]

m_{eg} : Kaynaticıdan geçen egzoz gazı debisi [kg/s]

C_{peg} : Egzoz gazının özgül ısısı [J/kgK]

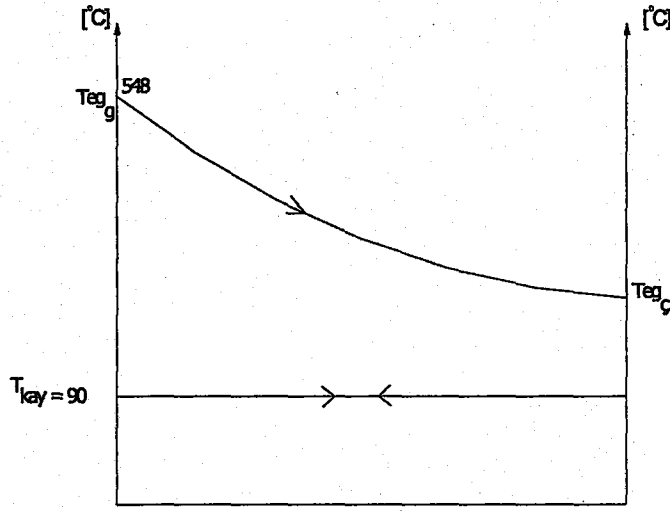
ΔT_{eg} : Egzoz gazının kaynaticıya giriş-çıkış sıcaklık farkı [$^{\circ}\text{C}$]

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{egg} - T_{egç})}{\left(\frac{T_{egg} - T_{kay}}{T_{egç} - T_{kay}} \right)}$$

$$Q_{kay} = m_{eg} \times C_{peg} \times \Delta T_{eg}$$

$$40142.5260 = 0.1795344 \times 1140.148 \times (548 - T_{egç})$$

$$T_{egç} = 319.9673 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Logaritmik Sıcaklık Farkı Grafiği

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(548 - 319.9673)}{\left(\frac{548 - 90}{319.9673 - 90} \right)} = 114.4979$$

$$Q_{kay} = K \times A_s \times \Delta T_{\ln}$$

$$40142.5260 = 962.9838 \times A_s \times 114.4979$$

$$A_s = 0.423342 \text{ m}^2$$

$$A_s = \pi \times d_o \times l \times N$$

$$0.423342 = \pi \times 0.017 \times l \times N$$

$$N = 8 \text{ adet}$$

bulunur.

Buraya kadar yapılan hesapların diğer konumlar için de tekrarlanması halinde elde edilecek bilgiler Tablo 4.11'de sunulmuştur.

Tablo 4.11 Kaynatıcı için Boru Sayısı (Boru boyu L: 100 cm, d_i:16 mm, d_d:18 mm)

Konum	Sürtünme Katsayısı f	Nusselt Sayısı Nu	İç Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h _i [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Egzoz Çıkış Sıcaklığı T _{egç} [°C]	Isı Transfer Yüzey Alanı A _s [m ²]	Kaynatıcıdaki Boru Sayısı N
1	0.01493	294.3584	564.6310	409.6010	15.0961	0.6186	12
2	0.01446	322.3575	618.3380	445.0972	24.0206	1.0214	19
3	0.01403	351.4511	799.6599	560.9783	45.0883	1.4457	27
4	0.01217	504.5959	1383.6749	897.1265	354.9821	0.3901	7
5	0.011754	600.1264	1509.6919	962.9838	319.9673	0.4233	8
6	0.01137	657.1082	1517.4157	967.0618	268.6170	0.5040	9
7	0.011026	723.6287	1551.3551	984.4312	240.4145	0.5616	10
8	0.010796	772.6442	1578.7281	998.3324	220.0808	0.6242	12
9	0.010557	827.3753	1638.8050	1028.5081	205.1548	0.6953	13
10	0.010401	866.0161	1686.4506	1052.1177	197.4331	0.7415	14

4.3.1.1 Kaynatıcıdaki Basınç Düşümü Kontrolü

4.3.1.1.1 Yerel Kayıpların Bulunması

1- Ani Daralma Kaybı :

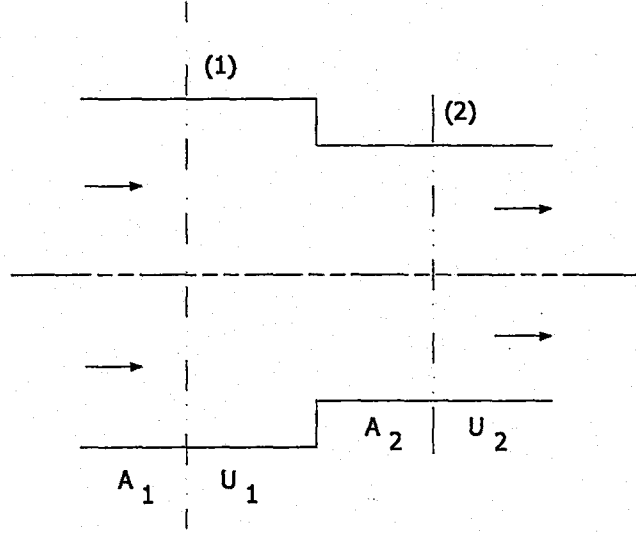
Şekil 4.16'de A_1 kesitli boru ani geçiş ile A_2 kesitli boruya bağlanmış ise oluşan kayıp denklem 4.14 ile bulunur [30].

$$\Delta P_{L1} = \left(\frac{1}{K} - 1 \right)^2 \frac{\rho \times U_2^2}{2} \quad (4.14)$$

Burada K daralma katsayısını göstermektedir ve Tablo 4.12'de bu değerler verilmiştir.

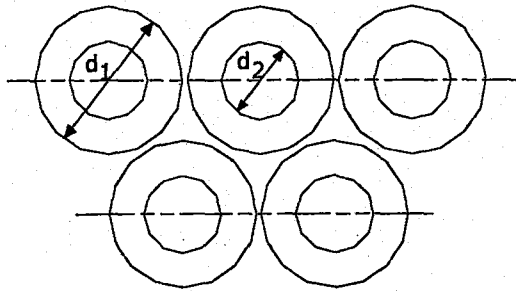
Tablo 4.12 Daralma katsayıları (K) [1]

A_2/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
K	0.61	0.61	0.63	0.65	0.68	0.71	0.75	0.81	0.88



Şekil 4.16 Ani Daralma

Ani daralma kaybı bulunurken şöyle bir kabul yapılmıştır. Kaynatıcıya girmeden önce d_1 çapına sahip egzoz gazı huzmesi, kaynatıcıya girerek aniden d_2 çapına (kaynatıcıdaki boruların çapına) daralmıştır. Yapılan kabul aşağıdaki şekilde görülmektedir.



$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

$$d_2 = 16 \text{ mm}$$

Şekil 4.17 Akış huzmesindeki daralma

$$\Delta P_{L1} = \left(\frac{1}{0.62} - 1 \right)^2 \frac{0.665632 \times 70.642^2}{2} = 623.864 \text{ Pa}$$

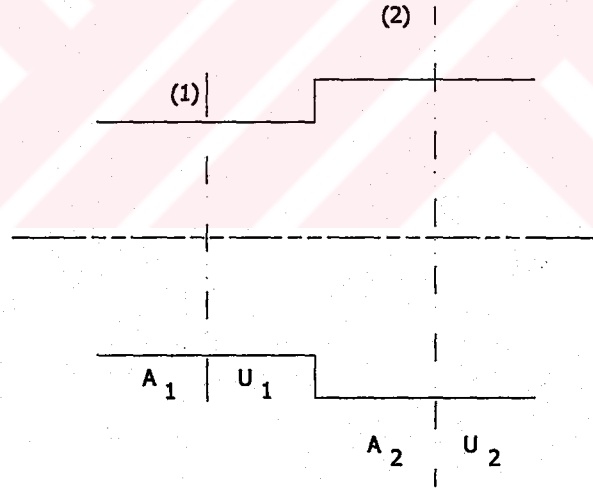
2 – Ani Genişleme Kaybı :

Ani genişleme kaybı denklem 4.15 ile bulunur.

$$\Delta P_{L2} = K \frac{\rho \times U_2^2}{2} \quad (4.15)$$

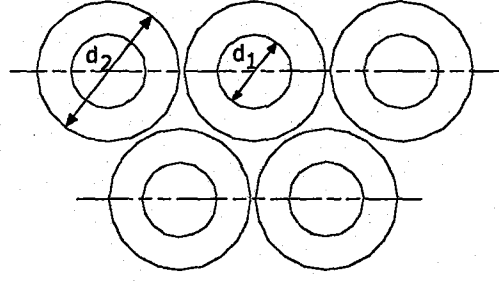
burada K ani genişleme kayıp katsayısı olup denklem 4.16 ile bulunabilir.

$$K = \left(\frac{1}{A_2/A_1} - 1 \right)^2 \quad (4.16)$$



Şekil 4.18 Ani genişleme

Ani genişleme kaybı bulunurken de daralmada olduğu gibi aynı kabul yapılmıştır. Kaynattıcıdaki borularda d_1 çapına sahip egzoz gazı huzmesi, kaynattıcıdan çıkarak aniden d_2 çapına genişlemiştir. Yapılan kabul aşağıdaki şekilde görülmektedir.



$$d_1 = 16 \text{ mm}$$

$$d_2 = 32 \text{ mm}$$

Şekil 4.19 Akış hüzmesindeki genişleme

$$K = \left(\frac{1}{A_2/A_1} - 1 \right)^2 = \left(\frac{1}{80.384/20.096} - 1 \right)^2 = 0.5625$$

$$\Delta P_{L2} = 0.5625 \frac{0.665632 \times 17.66201^2}{2} = 58.3963 \text{ Pa}$$

Toplam yerel kayıplar,

$$\Delta P_L = \Delta P_{L1} + \Delta P_{L2} = 623.864 + 58.3963 = 682.2603 \text{ Pa}$$

4.3.1.1.2 Sürekli Yük Kaybının Bulunması

d çapında, L boyunda dairesel kesitli bir boru içinde U ortalama hızı ile bir akış mevcut ise meydana gelen kayıp denklem 4.17 ile bulunur.

$$\Delta P_s = C_f \times \frac{L}{d} \times 2 \times \rho \times U^2 \text{ [Pa]} \quad (4.17)$$

burada C_f üniversal kayıp katsayısı olup genel olarak Reynolds sayısının ve yüzey pürüzlülüğünün bir fonksiyonudur.

$$C_f = f(Re, \varepsilon)$$

Bakır boru için yüzey pürüzlülüğü $\varepsilon = 0.15 \text{ mm}$ ve $Re = 27490.435$ için Moody Diyagramı'ndan,

$$f = 0.045 \quad C_f = 0.002328 \quad \text{bulunur.}$$

$$\Delta P_s = 0.002328 \times \left(\frac{1}{0.016} \right) \times 2 \times 0.665632 \times 70.642^2 = 966.6141 \text{ Pa}$$

Kaynaticının meydana getirdiği toplam kayıp, yerel kayıpların ve sürekli yük kaybının toplanması ile bulunur.

$$\Delta P_{\text{toplam}} = \Delta P_L + \Delta P_s = 682.2603 + 966.6141 = 1648.8279 \text{ Pa}$$

Konum 5 için egzoz gazının basıncı EK C'den 113 mmHg okunur.

Egzoz gazı 113 mmHg yüksekliğinde bir basınç yapmıştır.

$$\rho = \text{Civanın yoğunluğu: } 13600 \text{ kg/m}^3$$

$$g = \text{Yer çekimi ivmesi: } 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \rho \times g \times h = 13600 \times 9.81 \times 0.113 = 15076.008 \text{ Pa (N/m}^2\text{)}$$

Buraya kadar yapılan işlemler diğer konumlar için de yapıp sonuçlar Tablo 4.13'de gösterilmiştir. Tablo 4.13'deki kayıp sütunu, kaynaticının egzoz gazı basıncında oluşturduğu kaybın yüzdesini vermektedir ve denklem 4.18 ile bulunabilir.

$$\text{Kayıp} = \Delta P_{\text{toplam}} / P_{\text{egzoz}} \times 100 \text{ [\%]} \quad (4.18)$$

$$\text{Kayıp} = \left(\frac{1648.8279}{15076.008} \right) \times 100 = 0.109360 = \% 10.9360$$

Kaynaticının egzoz gazı yoluna konulması ile motora ilave olarak gelecek yük, motorun çalışma şartlarını olumsuz yönde etkilememeli ve klasik klima sistemlerinde kullanılan kompresörün otobüs motorunda oluşturduğu yükten daha az olmalıdır.

Tablo 4.13 Kaynatıcıdaki basınç düşümü ($N=12$ adet, $L=100$ cm, $d_1=16$ mm $d_d=18$ mm)

Konum	Devir Sayısı [d/d]	Sürtünme Katsayısı f	Toplam Basınç Kaybı ΔP_{top} [Pa]	Egzoz Gazı Basıncı P_{eg} [Pa]	Kayıp [%]
1	1000	0.0480	218.9445	9205.704	2.3780
2	1200	0.0475	333.8332	9176.352	3.6380
3	1400	0.0465	483.4147	9806.002	4.9290
4	1600	0.0455	1717.8817	14902.567	11.5270
5	1800	0.0450	1648.8279	15076.008	10.9360
6	2000	0.0448	1557.0121	15009.300	10.3730
7	2200	0.0446	1523.3809	14702.443	10.3610
8	2400	0.0444	1513.4986	14339.551	10.5540
9	2600	0.0400	1585.1182	14148.766	11.2030
10	2800	0.0380	1650.4163	13848.580	11.9170

4.3.2 Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Hesabı

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan kaynatıcılar, temel prensip olarak bir ısı değiştiricisi (eşanjör) olduğundan farklı şekillerde de dizayn edilebilir.

Kaynatıcıda su-LiBr eriyiği dairesel boruların içerisinde dir ve egzoz gazı da bu boru demeti üzerinden geçmektedir. Boruları birbirine bağlayan levha tipi kanatçıklar kullanılmıştır [31,32].

Boru dış çapı d_d : 18 mm
Boru iç çapı d_i : 16 mm
Kanatçık kalınlığı t_f : 0.2 mm
Eşanjör boyu L : 1000 mm
Boru sayısı N : 22 adet
Kanat aralığı H : 8 mm
Kanat sayısı n : 2750 adet

Konum 5 için ;

Egzoz gazı sıcaklığı $T_{eg}$: 319.9673 °C

Kaynatıcı sıcaklığı T_{kay} : 90°C

$$T_o : \frac{T_{eg} + T_{kay}}{2} = 204.9836 \text{ °C}$$

$$T_i : 204.9836 + \frac{319.9673 - 204.9836}{4} = 233.73 \text{ °C}$$

T_i sıcaklığındaki suyun özellikleri:

$$\rho : 821.758 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu : 113.96 \times 10^{-6} \text{ Ns}$$

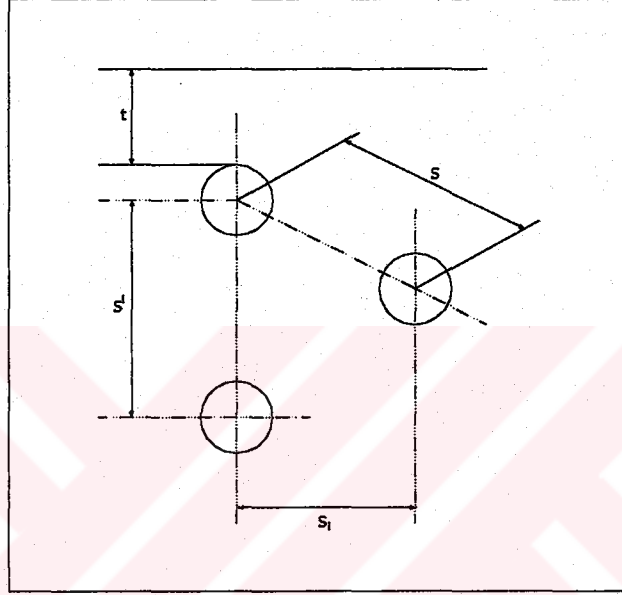
$$k : 0.6376 \text{ W/mK}$$

$$h : 1793.2 \text{ kJ/kg}$$

İç taraftaki ısı taşınım katsayısı ;

$$h_i = 0.725 \times \left[\frac{k^3 \times \rho^2 \times g \times h}{d_i \times \mu \times (T_{eg\check{c}} - T_o)} \right]^{1/4} \quad (4.19)$$

$$h_i = 9120.9485 \text{ W/m}^2\text{K}$$



$$s = 6 \times d_d = 108 \text{ mm}$$

$$s = s_1$$

$$s_1 = \sqrt{s^2 - (s/2)^2} = 93.5 \text{ mm}$$

ns : Boru sıra sayısı

$$ns = \frac{520 - 2 \times t}{d_d + s_1} = 4 \text{ adet}$$

Ac : Akışa dik kesit alanı

$$Ac = L \times (0.520 - 4 \times 0.018) = 0.268 \text{ m}^2$$

Toplam boru sayısı N= 22 adet

Toplam boru uzunluğu Lt = 22 m

Kanat aralığı : $H = 8 \text{ mm}$

Kanat sayısı $n = \frac{L}{H} = 125$ adet kanat

A_k : Toplam kanat alanı [33].

$$A_k = 2 \times n \left[0.520 \times 0.460 - 22 \times \frac{\pi \times 0.018^2}{4} \right]$$

$$A_k = 58.4011 \text{ m}^2$$

A_b : Toplam boru yüzey alanı

$$A_b = \pi \times 0.018 \times 22$$

$$A_b = 1.2434 \text{ m}^2$$

$$A_{top} = A_k + A_b = 59.6445 \text{ m}^2$$

D_h : Hidrolik çap

$$D_h = \frac{4 \times 0.460 \times A_c}{A_{top}}$$

$$D_h = 0.008267 \text{ m}$$

A_i : Boru iç yüzey alanı

$$A_i = \pi \times d_i \times L_t$$

$$A_i = 1.10528 \text{ m}^2$$

Konum 5 'deki egzoz gazı özellikleri;

$$\rho = 0.665632 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1140.148 \text{ J/kgK}$$

$$k = 40.2499 \times 10^{-3} \text{ W/Mk}$$

$$\mu = 264.2008 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$$

$$Pr = 0.74839$$

$$Re = \frac{\rho \times dh}{\mu} = 208.2802$$

St.Pr^{2/3} tablodan 0.0172 okunur.

$$St = \frac{h_d}{\rho \times Cp} = \frac{h_d}{758.9189}$$

$$\frac{h_d}{758.9189} \times 0.74839^{2/3} = 0.0172$$

$$h_d = 15.8354 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kanat verimi

$$\eta_k = \frac{\text{Tanh}(m \times L_k)}{m \times L_k} \quad (4.20)$$

m = Kanat parametresi

L_k = Kanatçık uzunluğu [m]

k_k = Kanatçık ısı iletim katsayısı [WmK]

t_k = Kanatçık kalınlığı [m]

$$m = \sqrt{\frac{2 \times h_d}{k_k \times t_k}} = 20.2544 \quad (4.21)$$

$$\eta_k = 0.9902$$

$$\eta_y = 1 - \frac{Ak}{A_{top}} \times (1 - \eta_k)$$

$$\eta_y = 0.9904$$

$$\frac{1}{K} = \frac{A_{top}}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_d \times \eta_y} \quad (4.22)$$

$$K = 14.3645 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = K \times A \times \Delta T_{ln}$$

$$Q = 98.0976 \text{ W}$$

Tablo 4.14 Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Kapasitesi (L= 1000 mm, N= 22 adet, H=8 mm)

Konum	İç Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h_i [W/m ² K]	Dış Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h_d [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Kanat Verimi η_k	Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q [kW]
1	8846.2195	17.6034	15.7376	0.9891	87.1351
2	10601.4273	16.5648	15.1359	0.9898	70.5421
3	12116.6269	17.4495	16.0321	0.9892	47.7920
4	9622.2223	15.0127	13.7309	0.9907	105.1370
5	9120.9485	15.8354	14.3645	0.9902	98.0976
6	11005.1652	16.9814	15.5273	0.9895	92.6452
7	10539.2904	16.8222	15.3428	0.9896	81.2324
8	10922.1272	15.9700	14.6690	0.9901	70.6487
9	11232.8192	16.2509	14.9356	0.9899	66.5680
10	11399.3493	15.5626	14.3678	0.9904	61.1567

4.3.3 Çıplak ve Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Kapasitelerinin Karşılaştırılması

Tablo 4.15 Boru boyu L:100 cm için Farklı Kaynatıcı Kapasitelerinin Karşılaştırması
(Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Konum	Egzoz Gazı Debisi meg*10 ³ [kg/s]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]	Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q ₁ [kW]	Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q ₂ [kW]	Q ₁ /Q ₂ [%]
4	167	604	44.9382	105.1370	57.2575
5	179	548	46.6773	98.0976	52.4175
6	190	496	48.7658	92.6452	47.3629
7	203	457	49.0774	81.2324	39.5840
8	212	433	50.3267	70.6487	28.7649

Tablo 4.16 Boru boyu L:60 cm için Farklı Kaynatıcı Kapasitelerinin Karşılaştırması
(Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Konum	Egzoz Gazı Debisi meg*10 ³ [kg/s]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]	Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q ₁ [kW]	Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q ₂ [kW]	Q ₁ /Q ₂ [%]
4	167	604	44.9382	101.1490	55.5723
5	179	548	46.6773	92.5562	49.5687
6	190	496	48.7658	88.7487	45.0519
7	203	457	49.0774	78.6950	37.6360
8	212	433	50.3267	72.6675	30.7439

Şekil 4.12'deki Yakıt Sarfıyatının Devir Sayısı ile Değişim Grafiği göz önüne alınırsa (1600 ile 2400 devir sayıları arasında) normal çalışma şartlarındaki konumlarda egzoz gazı kullanılarak dizayn edilen çıplak boru kaynaklı ısı kapasitesi egzoz gazı debisiyle birlikte artmakta iken kanatçıklı boru kullanılan kaynaklı kapasitesi debiyle azalmaktadır.

Tablo 4.15 ve 4.16'da farklı kaynaklı boru boylarına göre farklı kaynaklı kapasitelerinin karşılaştırılması verilmiştir. Kaynaklı boru boyu 100 cm olan kaynaklıda 6. konumu irdelersek çıplak boru kullanılan kaynaklı ısı kapasitesi Q_1 'in kanatçıklı boru kullanılan kaynaklı ısı kapasitesi Q_2 'ye oranı % 47 çıkmaktadır. Yani kanatçıklı boru kullanılan kaynaklı ısı kapasitesinde ısı transfer yüzey alanı % 47 oranında küçük tutulabilir.

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Günümüzde kullanıcıların konfora yönelmesiyle klima uygulamaları evlerimizden çalıştığımız mekanlara, lokantalardan alış-veriş merkezlerine kadar hayatımızın her alanına girmiş durumdadır. Klimanın yaygın ve önemli uygulama alanlarından biri de toplu taşıma araçlarından otobüslerdir.

Otobüslerde kullanılan klimaların, konforun yanı sıra sürüş güvenliğine etkisi de çok büyüktür. Otobüs içindeki sıcaklığın artarak konfor şartlarının bozulması, sürücünün verim ve konsantrasyonunda azalmaya sebebiyet verdiği gibi reaksiyon hızında da yavaşlamaya neden olmaktadır. Ayrıca otobüs içindeki yolcuların rahat ve konforlu bir yolculuk yapabilmesi için havanın şartlandırılması klima sistemleri ile sağlanacaktır. Durum böyle olunca klima, konfor olmaktan çıkıp temel bir ihtiyaç haline gelmektedir ve özellikle otobüslerde kullanılması önemlilik arz etmektedir.

Otobüslerde kullanılan mevcut klima sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile çalışmaktadır. Sistemin temel elemanlarından olan kompresör, otobüs motorundan tahrik edildiği gibi ayrı bir içten yanmalı motor tarafından da tahrik edilebilmektedir. Ancak ayrı bir motor kullanımı maliyeti artırdığından, fazla yer kapladığından, hareketli parça sayısını fazlalaştırıp arıza riski ve bakım masraflarını artırdığından genelde bu uygulama küçük hacimli taşıtlarda kullanılamamakla beraber büyük hacimli taşıtlarda yani otobüslerde uygulama imkanı bulmaktadır.

Ancak otobüslerde ayrı bir motor kullanmayıp mevcut otobüs motorundan yararlanılmaktadır. Bu durumda yani kompresör otobüs motoruna tahrik aldığı anda, bu işlem motorun performansını etkilediği gibi yakıt sarfiyatını da artırmakta ve sistemin performansı (soğutma kapasitesi) devir sayısı ile değişiklik göstermektedir.

Bu çalışmada, tüm bu olumsuz etkilerin en aza indirilebilmesi ve otobüslerde var olan atık ısının değerlendirilebilmesi için Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi önerilmiştir.

Alternatif klima sisteminin otobüse uygulanmasına geçmeden önce mevcut klima sistemi için gerekli soğutma kapasitesinin tayini yapılmıştır. Mevcut otobüs klimasının deney sonuçları SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş. 'den temin edilmiştir. Şekil 4.2 de verilmiş otobüsün ölçüleri göz önüne alınarak otobüsün soğutma sistemi hesabı için ısı kazancı 27000 W bulunmuştur. Yapılan hesaplamaların sonuçları incelendiğinde (Tablo 4.4) soğutucu akışkan debisi ve soğutma sistemi kapasitelerinin genel olarak devir sayısı aynı kalmakla beraber bir miktar arttığı görülmektedir. Alt basıncın ortalama 2.48 bar, üst basıncında ortalama 16.89 bar olduğu görülmektedir.

Kompresörün devir sayısı 1850 d/d civarında iken soğutucu akışkan debisi $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ ile $0.238574 \text{ m}^3/\text{s}$ arasında, soğutma kapasitesi ortalama 18000 W ile 29860 W arasında değişmektedir. Dolayısıyla alternatif olarak sunulan klima sisteminin, otobüs içerisindeki konfor şartlarını sağlayabilmesi açısından minimum bu değerde bir soğutma kapasitesine sahip olması gerektiğinden yapılan hesaplamalarda bu değer esas alınmıştır.

ES T310 modelinin egzoz gazının ısı transfer kapasitesi Tablo 4.9' da verilmiştir. İdeal olarak egzoz gazına giden enerji (yani egzoz gazının ortam sıcaklığına kadar soğutulması durumunda) 22 kW ile 107 kW arasında değişmektedir. Ancak bu değerler Bölüm 4.2.2'de belirtildiği gibi ideal değerler olup, her ne kadar egzoz yoluyla kaybedilen enerjiyi verse de egzoz gazından yararlanılabilecek enerji bu değerlerden oldukça küçüktür.

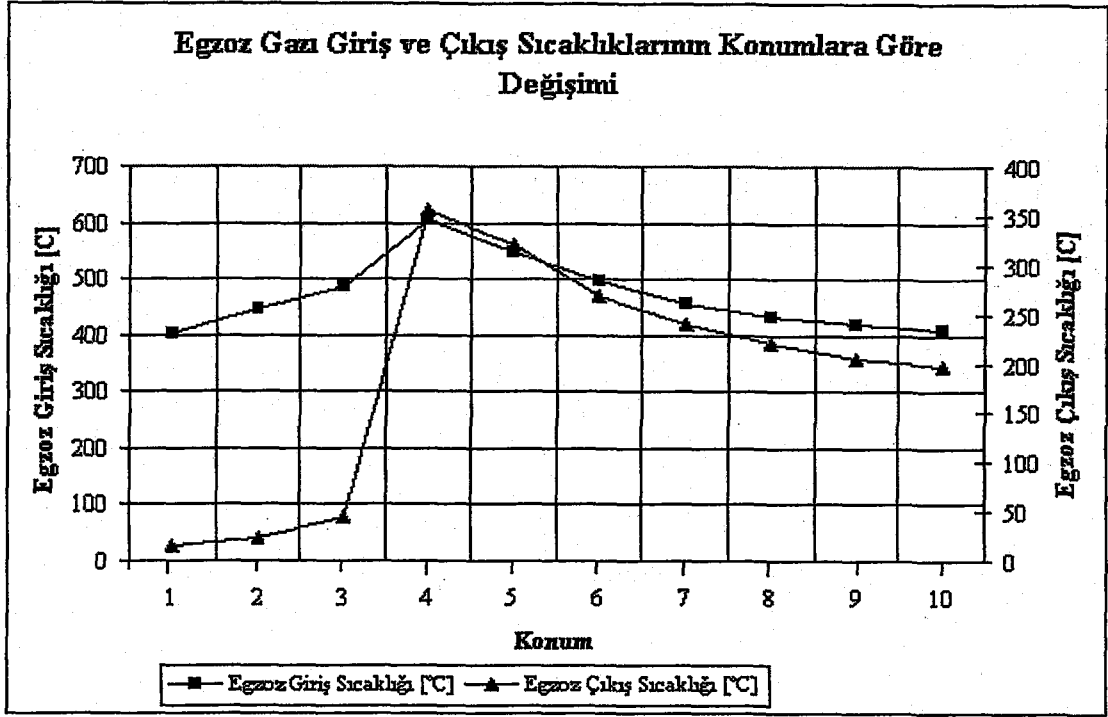
Tablo 4.10 ise yakıt ile elde edilen enerjinin, motorda kullanılan ve egzoz yoluyla dışarı atılan enerjiye oranlarını göstermektedir. C_{egzoz} diye adlandırılan oran, yakıttan elde edilen enerjinin egzoz gazına giden kısmını vermektedir. Bir otobüsün en çok kullanıldığı devir sayısı aralığı 1600 ile 2400 d/d olduğu düşünülürse, bu devirlerde C_{egzoz} oranı %17 ile % 23 arasında değişmektedir. Aynı devir sayılarında motor verimine bakıldığında, bu değerinde % 38'i aşamadığı görülmektedir. Yani

bir otobüs en çok kullanılan şartlarda bile motorda kullanılan enerji kadar egzoz yoluyla dışarı enerji kaybetmektedir. Konunun daha iyi incelenebilmesi için Şekil 4.13 ve 4.14'de enerji oranları diyagramları verilmiştir.

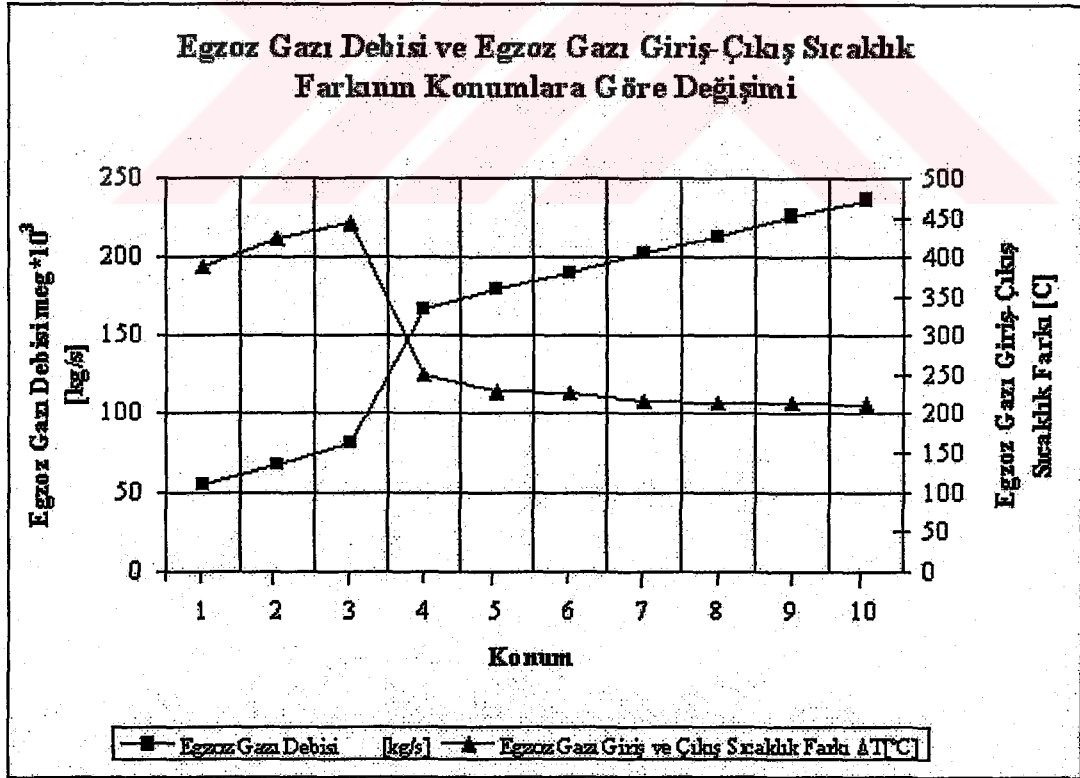
Yapılan deneyler ve teknik hesaplamalar sonucu elde edilen verilere göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin elemanlarından olan ve egzoz gazında ısının transfer edilmesinde kullanılan kaynatıcının hesapları yapılmıştır. Kaynatıcı olarak kullanılacak ısı eşanjörünün egzoz gazından yeterli miktarda ısı transfer edebilmesi için yüzey alanı büyük olması gerekmektedir, otobüslerde diğer taşıtlara göre boş alan daha büyük olduğu için boyutları en uygun, kompakt bir ısı eşanjörü olmalı ve bununla beraber büyük basınç kayıpları oluşturarak motor performansını etkilememelidir. Kaynatıcı dizaynında bütün bu etkenler göz önünde bulundurularak optimum boyutlar belirlenmelidir. Kaynatıcı malzemesi olarak su-LiBr eriyiğinden etkilenmeyen bakır seçilmiştir.

Kaynatıcı için yapılan hesaplamalarda Tablo 4.11'de görüldüğü gibi motorun farklı devir sayıları için farklı kaynatıcı boru sayıları çıkmıştır. Motorun çalıştığı 1600 ile 2400 devir sayıları arasında çıplak boru kullanılan kaynatıcı boru boyu 100 cm olduğunda en uygun boru sayısı olan 12 adet boru, egzoz gazı kullanılan kaynatıcı kapasitesi için yeterli gelecektir. Boru boyu 60 cm olduğunda ise 19 adet boru kullanılması motorun çalıştığı 1600 ile 2400 devir sayıları arasında egzoz gazı kullanılan aynı kaynatıcı kapasitesini karşılayacaktır. Boru boyu 100 cm ve çapı 16 mm olan borulardan 12 adet kullanıldığında transfer edilen ısı miktarı 23.5 kW ile 55.6 kW arasındadır. Farklı kaynatıcı boyutları olması durumunda transfer edilen ısı miktarları EK F'de verilmiştir.

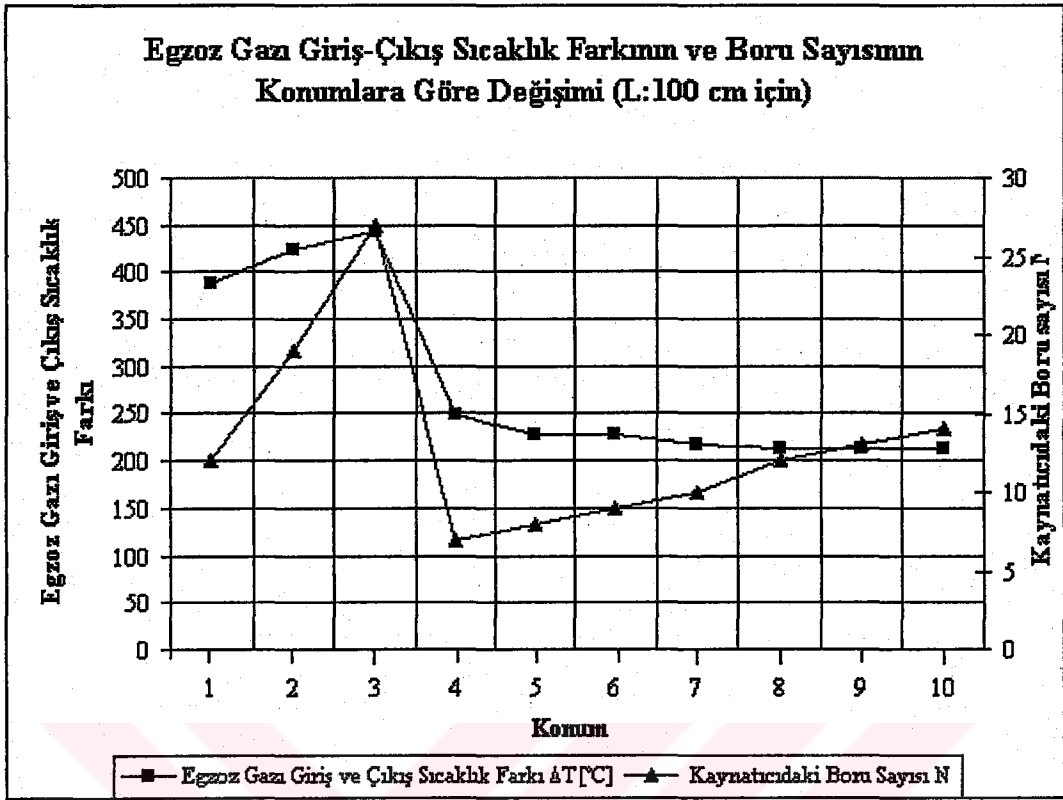
Sonuçların daha rahat anlaşılabilmesi ve irdelenebilmesi için egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklığı ve debisi ile kaynatıcı boru sayılarının değişimi grafikler halinde verilmiştir.



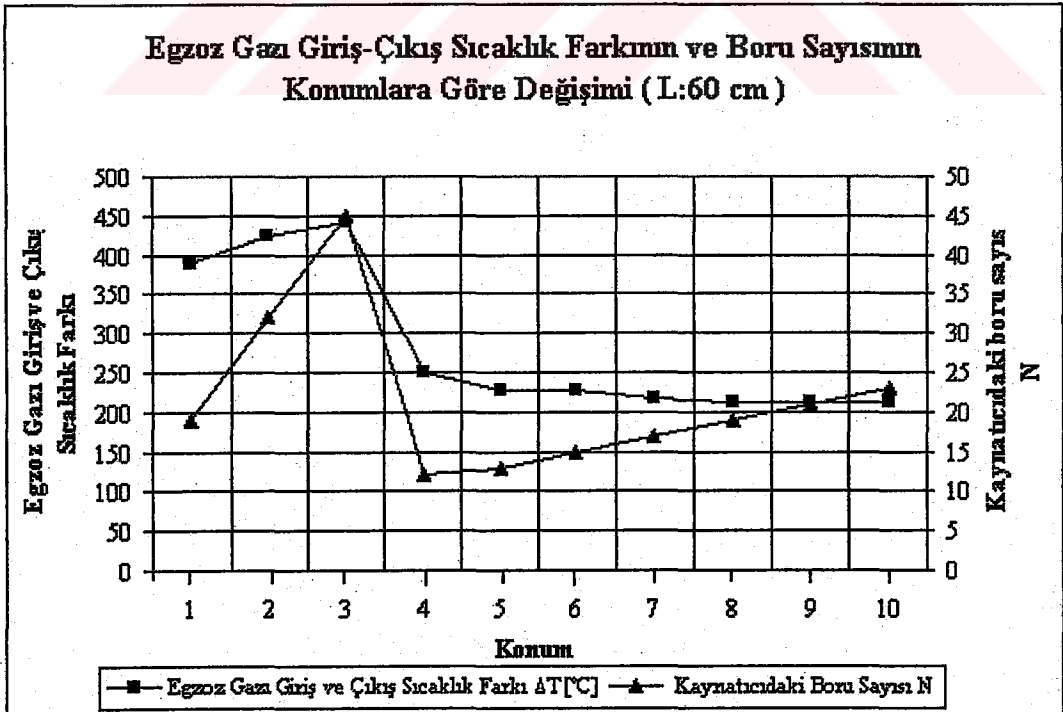
Şekil 5.1 Egzoz Gazı Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Konumlara Göre Değişimi (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



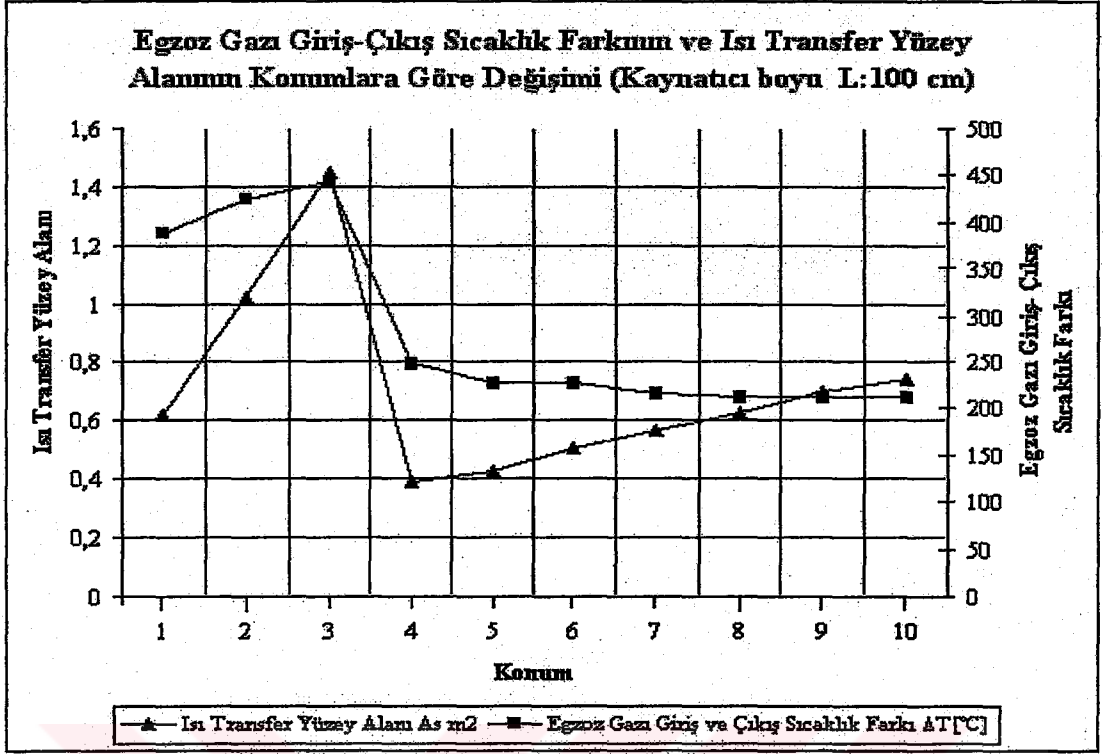
Şekil 5.2 Egzoz Gazı Debisi ve Egzoz Gazı Giriş-Çıkış Sıcaklık Farkının Konumlara Göre Değişimi (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



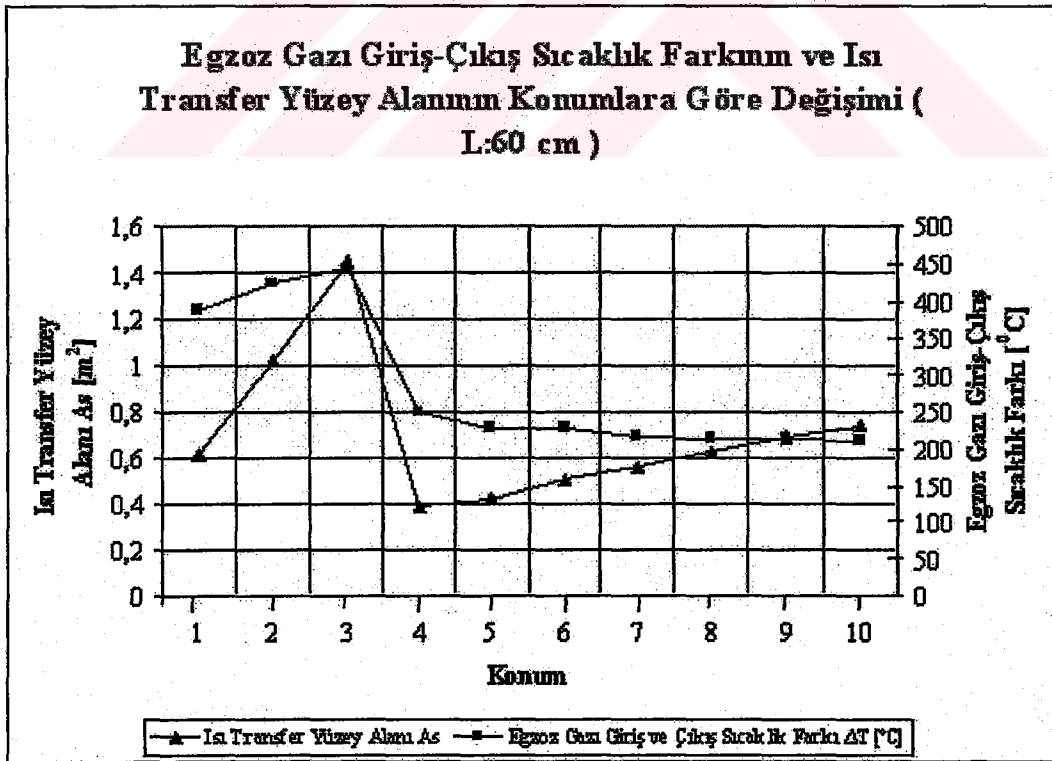
Şekil 5.3 Egzoz Gazı Giriş-Çıkış Sıcaklık Farkının ve Boru Sayısının Konumlara Göre Değişimi(L:100 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



Şekil 5.4 Egzoz Gazı Giriş-Çıkış Sıcaklık Farkının ve Boru Sayısının Konumlara Göre Değişimi(L:60 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



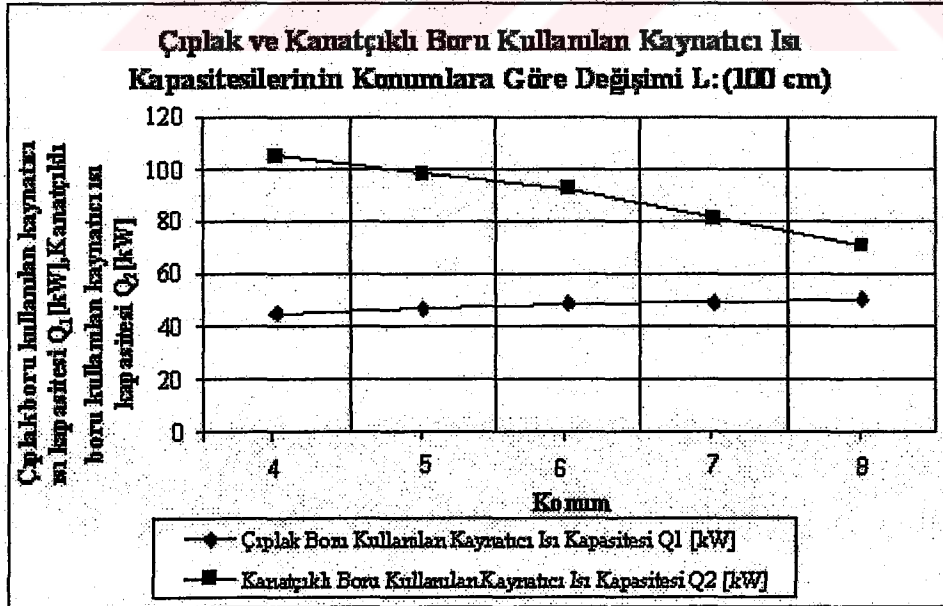
Şekil 5.5 Egzoz Gazı Giriş-Çıkış Sıcaklık Farkının ve Isı Transfer Yüzey Alanının Konumlara Göre Değişimi (L:100 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



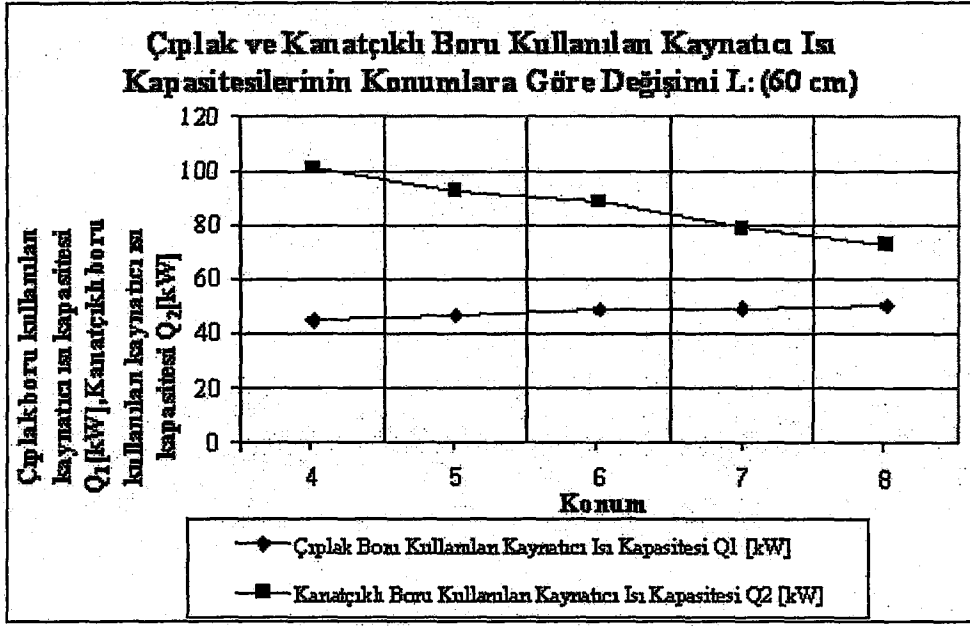
Şekil 5.6 Egzoz Gazı Giriş-Çıkış Sıcaklık Farkının ve Isı Transfer Yüzey Alanının Konumlara Göre Değişimi (L:60 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Şekil 5.2'den görüldüğü gibi, egzoz gazı debisinin artması yani borudaki akış hızının artmasıyla beraber egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkında bir azalma olmuştur. Şekil 5.3 ve şekil 5.4'de ise egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkının boru boyu 100 cm ve 60 cm için hesaplanan kaynakıcı boru sayılarıyla arttığı görülmüştür. Kaynaticıdaki ısı transfer yüzey alanları da aynı şekilde artış göstermektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan kaynakıcılar, temel prensip olarak bir ısı değiştiricisi (eşanjör) olduğundan farklı şekillerde de dizayn edilebilir. Kaynaticıda su-LiBr eriyiği dairesel boruların içerisinde ve egzoz gazı da bu boru demeti üzerinden geçmektedir. Boruları birbirine bağlayan levha tipi kanatçıklar kullanılırsa eşanjör boyu 100 cm, boru sayısı 22 adet ve kanat aralığı 8 mm olan kaynakıcı ısı kapasiteleri Tablo 4.14'den de görüleceği üzere ısı kapasitesi 47.7 kW ile 105.1 kW arasındadır. Basınç kayıpları ise 3.3 kPa ile 9.14 kPa arasında değişir. EK F den verilen boru boyu 60 cm ve boru sayısı 33 olan kanatçıklı kaynakıcı ısı kapasitesi ise 43.5 kW ile 101.1 kW arasında değişmektedir.



Şekil 5.7 Çıplak ve Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynaticı Kapasitelerinin Konumlara Göre Değişimi (L:100 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)



Şekil 5.8 Çıplak ve Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Kapasitelerinin Konumlara Göre Değişimi (L:60 cm) (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Şekil 5.7 ve 5.8'de Şekil 4.12'deki Yakıt Sarfiyatının Devir Sayısı ile Değişim Grafiği göz önüne alınırsa (1600 ile 2400 devir sayıları arasında) normal çalışma şartlarındaki konumlarda egzoz gazı kullanılarak dizayn edilen farklı kaynatıcı ısı kapasitelerinin karşılaştırılması verilmiştir. Kaynatıcı boru boyu 100 cm olan çıplak boru kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesi devir sayısı ile birlikte artmakta iken kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesi devir sayısı ile birlikte azalmaktadır.

Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının var olduğu, uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

EKLER

EK A. Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri

EK B. Bazı Gazların Termofiziksel Özellikleri

EK C. VOLVO-PENTA Motor Deney Sonuçları

EK C.1 Motor Karakteristiği Tabloları

EK C.2 Motor Karakteristiği Diyagramları

EK D. Örnek Kaynatıcı Dizaynları

EK E. Soğutma Sistemi Hesabı için Gerekli Diyagramlar

EK F. Farklı Kaynatıcı Boyutlarında Egzoz Gazından Transfer Edilen Isı Miktarları

EKLER

EK A. Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri

Kaynatici kapasitesinin hesaplanabilmesi için egzoz gazının termofiziksel özelliklerinin bulunması gerekir. Bu özelliklerin bulunmasında, araçta kullanılan dizelin kimyasal özelliklerinden ve yanma denklemlerinden faydalanılacaktır.

İPRAŞ' da üretilen yakıtın kimyasal formülü $C_{16}H_{34}$ 'dür. Bu yakıtın yanma denklemi,



Burada Θ_{\min} , bir kmol yakıtı yakmak için gerekli minimum oksijen miktarıdır ve şu şekilde bulunur.

$$\Theta_{\min} = c + 0.25 \times h \quad (A.2)$$

- c : Yakıttaki karbon (C)'un sayısı,
h : Yakıttaki hidrojen (H_2)'in sayısıdır.

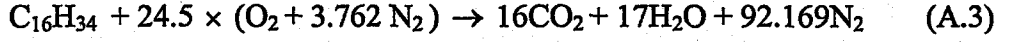
$$\Theta_{\min} = 16 + 0.25 \times 34 = 24.5$$

Burada önemli olan λ (HFK) değerinin belirlenmesidir. Dizelerde yakıt ile havanın karıştırılması ile yanma arasında çok küçük bir zaman farkı vardır ve yanma işlemi difüzyon yanma kuralları ile gerçekleşir. Bu nedenle çok fakir ($\lambda = 1,4$) karışımlarda bile yanma yerel olarak $\lambda_1 = 1$ şartlarında gerçekleşir ve yanma ürünleri, NO emisyonu ve sıcaklıkları $\lambda_1 = 1$ şartına göre belirlenir.

Bu durumda hava/yakıt oranı,

$$H/Y = 24.5 \times (32 + 3.762 \times 28) / 16 \times 12 + 34 \times 1 = 14.888 \text{ mol}$$

Yani 1 mol yakıtı yakmak için 14.888 mol hava kullanılmaktadır. Θ_{\min} ve değeri yerine yazıldığında ve gerekli denklem denkleştirme yapıldığında A.1 nolu denklem şu şekli alır,



Bu durumda denklem A.3'e göre egzoz gazının termofiziksel özellikleri aşağıdaki formüllerden bulunabilir.

Egzoz gazının özgül ısısı,

$$C_{p_{\text{egzoz}}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times C_{p_i}}{\sum M_i \times n_i} \quad (A.4)$$

Egzoz gazının yoğunluğu,

$$\rho_{\text{egzoz}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times \rho_i}{\sum M_i \times n_i} \quad (A.5)$$

Egzoz gazının dinamik viskozitesi,

$$\mu_{\text{egzoz}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times \mu_i}{\sum M_i \times n_i} \quad (A.6)$$

Egzoz gazının kinematik viskozitesi,

$$\nu_{\text{egzoz}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times \nu_i}{\sum M_i \times n_i} \quad (A.7)$$

Egzoz gazının ısı iletim katsayısı,

$$k_{\text{egzoz}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times k_i}{\sum M_i \times n_i} \quad (\text{A.8})$$

Örnek olarak ortalama sıcaklığı 400°C olan egzoz gazının özgül ısı şu şekilde bulunur.

$$C_{p_{\text{egzoz}}} = \frac{\sum M_i \times n_i \times C_{p_i}}{\sum M_i \times n_i}$$

$$C_{p_{\text{egzoz}}} = \frac{M_{\text{CO}_2} \times n_{\text{CO}_2} \times C_{p_{\text{CO}_2}} + M_{\text{H}_2\text{O}} \times n_{\text{H}_2\text{O}} \times C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + M_{\text{N}_2} \times n_{\text{N}_2} \times C_{p_{\text{N}_2}}}{M_{\text{CO}_2} \times n_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} \times n_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} \times n_{\text{N}_2}}$$

$$C_{p_{\text{egzoz}}} = \frac{(12 + 32) \times 16 \times 939 + (2 + 16) \times 17 \times 2014 + 28 \times 92.169 \times 1044}{(12 + 32) \times 16 + (2 + 16) \times 17 + 28 \times 92.169}$$

$$C_{p_{\text{egzoz}}} = 1106.076 \text{ J/kgK}$$

Egzoz gazının diğer özellikleri de benzer şekilde bulunmuş, sonuçlar hem sıcaklıklara göre hem de konumlara göre aşağıda verilmiştir.

Tablo A.1 Egzoz Gazının Sıcaklıklara Göre Termofiziksel Özellikleri

Sıcaklık [°C]	Özgül ısı C_p [J/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Din. Visk. $\mu \times 10^7$ [Ns/m ²]	Kine. Visk. $\nu \times 10^6$ [m ² /s]	Isı İlet. Kats. $k \times 10^3$ [W/mK]	Pr
400	1106.076	0.912667	207.1108	23.6719	30.4906	0.7513
450	1114.418	0.810734	226.3741	29.1472	33.8267	0.7457
500	1126.934	0.729591	245.0255	35.0542	37.2191	0.7418
550	1140.699	0.662982	262.6989	36.6097	40.3762	0.7421
600	1070.824	0.607726	279.5549	48.0453	43.6308	0.6861

Tablo A.2 Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri

Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]	Egzoz Özgül ısısı C_{pegzoz} [J/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Din. Visk. $\mu \times 10^7$ [Ns/m ²]	Kine. Visk. $\nu \times 10^6$ [m ² /s]	Isı İlet. Kats. $k \times 10^3$ [W/mK]	Pr
403	1106.298	0.906551	208.2652	24.00042	30.6908	0.75072
448	1116.747	0.814811	225.6020	28.9282	33.6933	0.74774
488	1123.931	0.749057	240.5491	33.6365	36.40494	0.74264
604	1078.902	0.604088	280.8282	48.6169	43.87431	0.69057
548	1140.148	0.665632	264.2008	41.1151	40.24997	0.74839
496	1125.933	0.736026	243.5334	34.5817	36.94772	0.74213
457	1116.171	0.799317	228.9852	29.9742	34.30168	0.74511
433	1111.608	0.845333	219.8245	27.2856	32.69247	0.74744
418	1109.079	0.875923	214.0456	25.6430	31.69164	0.74907
410	1107.744	0.892280	210.9635	24.7670	31.15786	0.75003

EK B. Bazı Gazların Termofiziksel Özellikleri

Tablo B.1 CO₂ (Karbondioksit) [26]

Sıcaklık T [°C]	Özgül ısı C _p [kJ/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Dinamik Viskozite μ × 10 ⁷ [Pa.s]	Kinematik Viskozite × 10 ⁶ [m ² /s]	Isı İletim Katsayısı k × 10 ³ [W/mK]
280	0.830	1.9022	140	7.36	15.2
300	0.846	1.7730	149	8.40	16.6
350	0.895	1.5165	169	11.15	20.0
400	0.939	1.3257	190	14.30	24.3
450	0.978	1.1782	210	17.80	28.3
500	1.014	1.0594	231	21.80	32.5
550	1.046	0.9625	251	26.10	36.6
600	1.075	0.8826	270	30.60	40.7
650	1.102	0.8143	288	35.40	44.5
700	1.126	0.7564	305	40.30	48.1
750	1.148	0.7057	321	45.50	51.7
800	1.169	0.6614	337	51.00	55.1
900	1.204	-	-	-	-
1000	1.234	-	-	-	-

Tablo B.2 N₂ (Azot) [26]

Sıcaklık T [°C]	Özgül ısı C _p [kJ/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Dinamik Viskozite μ × 10 ⁷ [Pa.s]	Kinematik Viskozite × 10 ⁶ [m ² /s]	Isı İletim Katsayısı k. × 10 ³ [W/mK]
250	1.039	1.3488	154.9	11.48	22.2
300	1.039	1.1233	178.2	15.86	25.9
350	1.041	0.9625	200.0	20.78	29.3
400	1.044	0.8425	220.4	26.16	32.7
450	1.049	0.7485	239.6	32.01	35.8
500	1.056	0.6739	257.7	38.24	38.9
550	1.065	0.6124	274.7	44.86	41.7
600	1.075	0.5615	290.8	51.79	44.6
650	1.086	0.5214	305.9	59.25	47.3
700	1.098	0.4812	321.0	66.71	49.9
750	1.110	0.4512	335.1	74.81	52.4
800	1.121	0.4211	349.1	82.90	54.8
900	1.145	0.3743	375.3	100.30	59.7
1000	1.167	0.3368	399.9	118.70	64.7

Tablo B.3 H₂O (Su Buharı) [26]

Sıcaklık T [K]	Özgül ısı C _p [kJ/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Dinamik Viskozite μ × 10 ⁷ [Pa.s]	Kinematik Viskozite × 10 ⁶ [m ² /s]	Isı İletim Katsayısı k × 10 ³ [W/mK]
380	2.060	0.5863	127.1	21.68	24.6
400	2.014	0.542	134.4	24.25	26.1
450	1.980	0.4902	152.5	31.11	29.9
500	1.985	0.4405	170.4	38.68	33.9
550	1.997	0.4005	188.4	47.04	37.9
600	1.026	0.3652	206.7	56.60	42.2
650	2.056	0.3380	224.7	66,48	46.4
700	2.085	0.3140	242.6	77.26	50.5
750	2.119	0.2931	260.4	88.84	54.9
800	2.152	0.2739	278.6	10.70	59.2
850	2.186	0.2579	296.9	115.10	63.7

Tablo B.4 Sıcaklığa Göre Düzenlenmiş Doymuş Su ve Su Buharı Tablosu [34]

Sıcaklık T °C	Baskı P kPa	Özgül hacim			Entalpi			Entropi		
		$v_f \times 10^3$ m ³ /kg	v_g m ³ /kg	h_f kJ/kg	h_{fg} kJ/kg	h_g kJ/kg	s_f kJ/kg K	s_{fg} kJ/kg K	s_g kJ/kg K	
0.00	0.6108	1.0002	206.3	0.04	2501.6	2501.6	-0.6002	9.1579	9.1577	
0.01	0.6112	1.0002	206.2	0.04	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575	9.1575	
2	0.7055	1.0001	179.9	8.39	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047	
4	0.8129	1.0000	157.3	16.80	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526	
6	0.9343	1.0000	137.8	25.21	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0015	
8	1.0720	1.0001	121.0	33.60	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513	
10	1.2276	1.0003	106.4	41.99	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020	
12	1.4014	1.0004	93.84	50.39	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536	
14	1.5973	1.0007	82.90	58.75	2468.5	2527.2	0.2098	8.5962	8.8060	
16	1.8168	1.0010	73.33	67.13	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593	
18	2.062	1.0013	65.09	75.50	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135	
20	2.337	1.0017	57.84	83.86	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6684	
22	2.642	1.0022	51.49	92.23	2449.6	2541.8	0.3247	8.2994	8.6241	
24	2.982	1.0026	45.93	100.59	2444.9	2545.5	0.3530	8.2276	8.5806	
26	3.360	1.0032	41.03	108.95	2440.2	2549.1	0.3810	8.1569	8.5379	
28	3.778	1.0037	36.73	117.31	2435.4	2552.7	0.4088	8.0871	8.4959	
30	4.241	1.0043	32.93	125.66	2430.7	2556.4	0.4365	8.0181	8.4546	
32	4.753	1.0049	29.57	134.02	2425.9	2560.0	0.4640	7.9500	8.4140	
34	5.318	1.0055	26.60	142.38	2421.2	2563.6	0.4913	7.8827	8.3744	
36	5.940	1.0063	23.97	150.74	2416.4	2567.2	0.5184	7.8164	8.3348	
38	6.624	1.0070	21.63	159.09	2411.7	2570.8	0.5453	7.7509	8.2952	
40	7.375	1.0078	19.55	167.45	2406.9	2574.4	0.5721	7.6862	8.2563	
42	8.198	1.0086	17.69	175.81	2402.1	2577.9	0.5987	7.6222	8.2180	
44	9.100	1.0094	16.04	184.17	2397.3	2581.5	0.6252	7.5590	8.1812	
46	10.086	1.0103	14.56	192.53	2392.5	2585.1	0.6516	7.4967	8.1451	
48	11.162	1.0112	13.23	200.89	2387.7	2588.6	0.6778	7.4349	8.1103	
50	12.335	1.0121	12.05	209.26	2382.9	2592.2	0.7039	7.3741	8.0776	
52	13.613	1.0131	10.98	217.62	2378.1	2595.7	0.7299	7.3139	8.0462	
54	15.002	1.0140	10.02	225.98	2373.2	2599.2	0.7550	7.2543	8.0163	
56	16.511	1.0150	9.159	234.35	2368.4	2602.7	0.7804	7.1955	7.9799	
58	18.147	1.0161	8.381	242.72	2363.5	2606.2	0.8058	7.1373	7.9431	
60	19.92	1.0171	7.679	251.09	2358.6	2609.7	0.8310	7.0798	7.9108	
62	21.84	1.0182	7.044	259.46	2353.7	2613.2	0.8560	7.0230	7.8790	
64	23.91	1.0193	6.469	267.84	2348.8	2616.6	0.8809	6.9668	7.8477	
66	26.15	1.0205	5.948	276.21	2343.9	2620.1	0.9057	6.9111	7.8168	
68	28.56	1.0217	5.476	284.59	2338.9	2623.5	0.9303	6.8561	7.7864	
70	31.16	1.0228	5.046	292.97	2334.0	2626.9	0.9548	6.8017	7.7565	
72	33.94	1.0241	4.656	301.35	2329.0	2630.3	0.9792	6.7478	7.7270	
74	36.94	1.0253	4.300	309.74	2324.0	2633.7	1.0034	6.6945	7.6979	
76	40.19	1.0266	3.976	318.13	2318.9	2637.1	1.0275	6.6418	7.6693	
78	43.65	1.0279	3.680	326.52	2313.9	2640.4	1.0514	6.5896	7.6410	
80	47.36	1.0292	3.409	334.92	2308.8	2643.8	1.0753	6.5379	7.6132	
82	51.33	1.0305	3.162	343.31	2303.8	2647.1	1.0990	6.4868	7.5858	
84	55.57	1.0319	2.934	351.71	2298.7	2650.4	1.1225	6.4363	7.5588	
86	60.11	1.0333	2.727	360.12	2293.1	2653.6	1.1460	6.3861	7.5321	
88	64.95	1.0347	2.536	368.53	2288.4	2656.9	1.1693	6.3365	7.5058	
90	70.11	1.0361	2.361	376.94	2283.2	2660.1	1.1925	6.2874	7.4799	
92	75.61	1.0376	2.200	385.36	2278.0	2663.4	1.2156	6.2387	7.4543	
94	81.46	1.0391	2.052	393.78	2272.8	2666.6	1.2386	6.1905	7.4291	
96	87.69	1.0406	1.915	402.20	2267.5	2669.7	1.2615	6.1427	7.4042	
98	94.30	1.0421	1.789	410.63	2262.2	2672.9	1.2843	6.3954	7.3796	
100	101.33	1.0437	1.673	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554	
102	108.78	1.0453	1.565	427.50	2251.4	2679.1	1.3294	6.0021	7.3315	
104	116.68	1.0469	1.466	435.93	2246.3	2682.2	1.3518	5.9560	7.3078	
106	125.04	1.0485	1.374	444.40	2240.9	2685.3	1.3742	5.9103	7.2843	
108	133.90	1.0502	1.298	452.85	2235.4	2688.3	1.3964	5.8651	7.2615	
110	143.27	1.0519	1.230	461.32	2230.0	2691.3	1.4185	5.8203	7.2388	
112	153.16	1.0536	1.167	469.78	2224.5	2694.3	1.4405	5.7759	7.2164	
114	163.62	1.0553	1.069	478.26	2219.0	2697.3	1.4624	5.7318	7.1942	
116	174.65	1.0571	1.005	486.74	2213.4	2700.2	1.4842	5.6881	7.1723	
118	186.28	1.0588	0.946	495.23	2207.9	2703.1	1.5060	5.6447	7.1507	
120	198.54	1.0606	0.8915	503.72	2202.2	2706.0	1.5276	5.6017	7.1293	
122	211.43	1.0625	0.8405	512.22	2196.6	2708.8	1.5491	5.5591	7.1082	
124	224.94	1.0643	0.7928	520.73	2190.9	2711.6	1.5706	5.5167	7.0873	
126	239.13	1.0662	0.7484	529.25	2185.2	2714.4	1.5919	5.4747	7.0666	
128	254.00	1.0681	0.7068	537.77	2179.4	2717.2	1.6132	5.4330	7.0462	
130	269.63	1.0700	0.6681	546.31	2173.6	2719.9	1.6344	5.3917	7.0261	

Tablo : B.4 Sıcaklığa Göre Düzenlenmiş Doymuş Su ve Su buharı Tablosu (Devamı)

Sıcaklık T °C	Basınç P MPa	Doymuş sıvı		Entalpi			Enerji		
		$v_f \times 10^3$ m ³ /kg	v_g m ³ /kg	h_f kJ/kg	h_{fg} kJ/kg	h_g kJ/kg	u_f kJ/kg K	u_{fg} kJ/kg K	u_g kJ/kg K
132	286.70	1.0720	0.6319	534.93	2167.8	2722.6	1.8353	5.3306	7.0061
134	304.1	1.0740	0.5980	561.40	2161.9	2725.1	1.8765	5.3099	6.9866
136	322.3	1.0760	0.5662	571.96	2155.9	2727.9	1.8974	5.2893	6.9669
138	341.5	1.0780	0.5365	580.33	2150.0	2730.5	1.9182	5.2693	6.9475
140	361.4	1.0801	0.5089	589.10	2144.0	2733.1	1.9389	5.2494	6.9286
142	382.3	1.0821	0.4823	597.69	2137.9	2735.6	1.9597	5.2298	6.9093
144	404.2	1.0843	0.4577	606.29	2131.8	2738.1	1.9801	5.2105	6.8908
146	427.1	1.0864	0.4346	614.90	2125.7	2740.6	1.9998	5.2013	6.8723
148	451.0	1.0886	0.4129	623.32	2119.3	2743.0	1.9823	5.0326	6.8539
150	476.0	1.0908	0.3924	632.13	2113.2	2745.4	1.9816	4.9942	6.8358
152	502.1	1.0930	0.3732	640.79	2106.9	2747.7	1.9820	4.9558	6.8178
154	529.3	1.0953	0.3551	649.55	2100.6	2750.0	1.9822	4.9178	6.8000
156	557.7	1.0976	0.3380	658.11	2094.2	2752.3	1.9821	4.8800	6.7823
158	587.2	1.0999	0.3219	666.79	2087.7	2754.5	1.9824	4.8424	6.7648
160	618.1	1.1022	0.3068	675.47	2081.3	2756.7	1.9825	4.8050	6.7475
162	650.2	1.1046	0.2924	684.18	2074.7	2758.9	1.9824	4.7679	6.7303
164	683.6	1.1070	0.2789	692.89	2068.1	2761.0	1.9823	4.7310	6.7133
166	718.3	1.1095	0.2661	701.62	2061.4	2763.1	1.9822	4.6942	6.6964
168	754.3	1.1119	0.2540	710.36	2054.7	2765.1	1.9821	4.6577	6.6796
170	792.0	1.1145	0.2428	719.12	2047.9	2767.1	1.9820	4.6214	6.6630
172	831.1	1.1170	0.2317	727.89	2041.1	2769.0	1.9819	4.5852	6.6465
174	871.6	1.1196	0.2215	736.67	2034.2	2770.9	1.9818	4.5493	6.6302
176	913.7	1.1222	0.2117	745.47	2027.3	2772.7	1.9817	4.5136	6.6140
178	957.4	1.1248	0.2023	754.28	2020.2	2774.5	1.9816	4.4780	6.5979
180	1002.7	1.1275	0.1936	763.12	2013.1	2776.3	1.9815	4.4426	6.5819
182	1049.6	1.1302	0.1853	771.98	2006.0	2778.0	1.9814	4.4073	6.5660
184	1098.3	1.1330	0.1774	780.82	1998.8	2779.6	1.9813	4.3723	6.5503
186	1148.9	1.1358	0.1702	789.70	1991.5	2781.2	1.9812	4.3374	6.5346
188	1201.0	1.1386	0.1631	798.60	1984.2	2782.8	1.9811	4.3027	6.5191
190	1255.1	1.1415	0.1563	807.52	1976.7	2784.3	1.9810	4.2680	6.5036
192	1311.1	1.1444	0.1499	816.45	1969.3	2785.7	1.9809	4.2336	6.4883
194	1369.0	1.1474	0.1438	825.40	1961.7	2787.1	1.9808	4.1992	6.4730
196	1428.9	1.1504	0.1380	834.37	1954.1	2788.4	1.9807	4.1650	6.4578
198	1490.9	1.1534	0.1324	843.36	1946.4	2789.7	1.9806	4.1311	6.4428
200	1554.9	1.1565	0.1272	852.37	1938.6	2790.9	1.9805	4.0971	6.4278
202	1621.0	1.1596	0.1221	861.40	1930.7	2792.1	1.9804	4.0632	6.4128
204	1689.3	1.1628	0.1173	870.43	1922.8	2793.2	1.9803	4.0296	6.3980
206	1759.8	1.1660	0.1128	879.51	1914.7	2794.3	1.9802	3.9960	6.3832
208	1832.6	1.1693	0.1084	888.62	1906.6	2795.3	1.9801	3.9626	6.3686
210	1907.7	1.1726	0.1042	897.75	1898.5	2796.2	1.9800	3.9292	6.3539
212	1985.2	1.1760	0.1003	906.87	1890.2	2797.1	1.9799	3.8960	6.3394
214	2065.1	1.1794	0.0966	916.01	1881.8	2797.9	1.9798	3.8629	6.3249
216	2147.5	1.1829	0.0932	925.23	1873.4	2798.6	1.9797	3.8298	6.3104
218	2232.4	1.1864	0.0899	934.44	1864.9	2799.3	1.9796	3.7969	6.2961
220	2319.8	1.1900	0.0868	943.67	1856.2	2799.9	1.9795	3.7639	6.2817
222	2409.9	1.1936	0.0838	952.93	1847.3	2800.5	1.9794	3.7311	6.2674
224	2502.7	1.1973	0.0809	962.22	1838.7	2800.9	1.9793	3.6984	6.2532
226	2598.2	1.2010	0.0781	971.53	1829.8	2801.4	1.9792	3.6657	6.2390
228	2696.5	1.2048	0.0754	980.88	1820.8	2801.7	1.9791	3.6331	6.2249
230	2797.6	1.2087	0.0728	990.24	1811.7	2802.0	1.9790	3.6005	6.2107
232	2901.6	1.2127	0.0703	999.66	1802.4	2802.2	1.9789	3.5680	6.1967
234	3008.6	1.2167	0.0679	1009.1	1793.2	2802.3	1.9788	3.5357	6.1826
236	3118.6	1.2207	0.0656	1018.6	1783.8	2802.3	1.9787	3.5033	6.1686
238	3231.7	1.2249	0.0634	1028.1	1774.2	2802.3	1.9786	3.4709	6.1546
240	3347.8	1.2291	0.0613	1037.6	1764.4	2802.2	1.9785	3.4386	6.1406
242	3467.2	1.2334	0.0593	1047.2	1754.9	2802.0	1.9784	3.4063	6.1266
244	3589.8	1.2377	0.0573	1056.8	1745.0	2801.8	1.9783	3.3741	6.1127
246	3715.7	1.2422	0.0553	1066.4	1735.0	2801.4	1.9782	3.3418	6.0987
248	3844.9	1.2467	0.0534	1076.1	1724.9	2801.0	1.9781	3.3096	6.0848
250	3977.6	1.2513	0.0515	1085.8	1714.6	2800.4	1.9780	3.2773	6.0708
252	4113.7	1.2560	0.0496	1095.5	1704.3	2800.0	1.9779	3.2451	6.0569
254	4253.4	1.2608	0.0478	1105.3	1693.8	2800.1	1.9778	3.2129	6.0429
256	4396.7	1.2656	0.0461	1115.1	1683.2	2800.3	1.9777	3.1807	6.0290
258	4543.7	1.2705	0.0444	1125.0	1672.4	2800.4	1.9776	3.1484	6.0150
260	4694.3	1.2755	0.0428	1134.9	1661.3	2800.4	1.9775	3.1162	6.0010
262	4848.6	1.2806	0.0413	1144.9	1650.4	2800.3	1.9774	3.0839	5.9869
264	5007.1	1.2858	0.0398	1154.9	1639.2	2800.1	1.9773	3.0516	5.9729
266	5169.3	1.2914	0.0384	1165.0	1627.8	2800.0	1.9772	3.0191	5.9588
268	5335.3	1.2969	0.0370	1175.1	1616.3	2800.0	1.9771	2.9866	5.9446
270	5505.6	1.3025	0.0356	1185.2	1605.6	2800.0	1.9770	2.9541	5.9304
272	5680.2	1.3082	0.0342	1195.4	1594.7	2800.0	1.9769	2.9215	5.9162
274	5859.7	1.3141	0.0329	1205.7	1583.7	2800.0	1.9768	2.8889	5.9019
276	6044.2	1.3200	0.0316	1216.0	1572.6	2800.0	1.9767	2.8561	5.8874
278	6233.7	1.3261	0.0303	1226.3	1561.2	2800.0	1.9766	2.8232	5.8727
280	6428.2	1.3324	0.0291	1236.8	1549.6	2800.0	1.9765	2.7901	5.8580
282	6628.2	1.3388	0.0279	1247.3	1537.8	2800.0	1.9764	2.7572	5.8430

Tablo B.5 Doymuş Suyun Fiziksel Özellikleri [29]

T °C	$10^2 \cdot p$ bar	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg.K	$10^3 \cdot \beta$ 1/K	k W/mK	$10^6 \cdot \eta$ kg/ms	$10^6 \cdot \nu$ m ² /s	$10^7 \cdot a$ m ² /s	Pr	$10^3 \sigma$ N/m
0.01	0,6117	999,78	4,229	-0,0804	0,5610	1792	1,792	1,327	13,5	75,65
10	1,2281	999,69	4,188	0,0872	0,5800	1306	1,307	1,385	9,43	74,22
20	2,3388	999,19	4,183	0,2089	0,5984	1002	1,004	1,433	7,00	72,74
30	4,2455	995,61	4,183	0,3050	0,6154	797,7	0,8012	1,478	5,42	71,20
40	7,3814	992,17	4,182	0,3859	0,6305	653,2	0,6584	1,519	4,33	69,60
50	12,344	987,99	4,182	0,4572	0,6435	547,1	0,5537	1,558	3,55	67,95
60	19,932	983,16	4,183	0,5222	0,6430	466,6	0,4746	1,591	2,98	66,26
70	31,176	977,75	4,187	0,5827	0,6631	404,1	0,4132	1,62	2,55	64,49
80	47,373	971,79	4,194	0,6403	0,6700	354,5	0,3648	1,644	2,22	62,68
90	70,117	965,33	4,204	0,6958	0,6753	314,5	0,3258	1,664	1,96	60,82
100	101,32	958,39	4,217	0,7501	0,6791	281,9	0,2941	1,68	1,75	58,92
110	143,24	951,00	4,232	0,8038	0,6817	254,8	0,2680	1,694	1,58	56,97
120	198,48	943,16	4,249	0,8576	0,6832	232,2	0,2462	1,705	1,44	54,97
130	270,02	934,88	4,267	0,9123	0,6837	213,0	0,2278	1,714	1,33	52,94
140	361,19	926,18	4,288	0,9683	0,6833	196,6	0,2173	1,720	1,23	50,86
150	475,72	917,06	4,312	1,026	0,6821	182,5	0,1991	1,725	1,15	48,75
160	617,66	907,50	4,339	1,087	0,6800	170,3	0,1877	1,727	1,08	46,60
170	791,47	897,51	4,369	1,152	0,6771	159,6	0,1779	1,727	1,03	44,41
180	1001,9	887,06	4,403	1,221	0,6734	150,2	0,1693	1,724	0,98	42,20
190	1254,2	876,15	4,443	1,296	0,6688	141,8	0,1619	1,718	0,94	39,95
200	1553,6	864,74	4,489	1,377	0,6634	134,4	0,1554	1,709	0,9	37,68
210	1906,2	852,82	4,542	1,467	0,6571	127,7	0,1497	1,696	0,88	35,39
220	2317,8	840,34	4,604	1,567	0,6498	121,6	0,1447	1,680	0,86	33,08
230	2795,1	827,25	4,675	1,680	0,6414	116	0,1403	1,659	0,85	30,75
240	3344,7	813,52	4,759	1,808	0,632	110,9	0,1363	1,633	0,84	28,40
250	3973,6	799,07	4,857	1,955	0,6214	106,2	0,1329	1,601	0,83	26,05
260	4689,4	783,83	4,973	2,127	0,6094	101,7	0,1298	1,564	0,83	23,70
270	5499,9	767,68	5,111	2,331	0,5961	97,56	0,1271	1,519	0,84	21,35
280	6413,2	750,52	5,279	2,578	0,5814	93,57	0,1247	1,467	0,85	19,0
290	7438,0	732,16	5,485	2,884	0,5652	89,72	0,1225	1,407	0,88	16,68
300	8583,8	712,41	5,746	3,273	0,5477	85,96	0,1207	1,338	0,90	14,37
310	9860,5	690,95	6,084	3,785	0,529	82,22	0,1190	1,258	0,95	12,10
320	11279	667,36	6,542	4,491	0,5094	78,46	0,1176	1,167	1,00	9,88
330	12852	641,00	7,201	5,530	0,4892	74,58	0,1163	1,060	1,01	7,71
340	14594	610,77	8,238	7,210	0,4686	70,45	0,1153	0,9313	1,24	5,64
350	16521	574,69	10,13	10,37	0,4476	65,88	0,1146	0,7692	1,50	3,68
360	18655	528,10	14,69	18,30	0,4272	60,39	0,1144	0,5507	2,07	1,87
370	21030	453,13	41,96	68,20	0,428	52,26	0,1153	0,2251	5,12	0,39
374	22055	322,0	∞	∞	0,1419	43,16	0,1341	0	∞	0

EK C Motor Teknik Değerleri

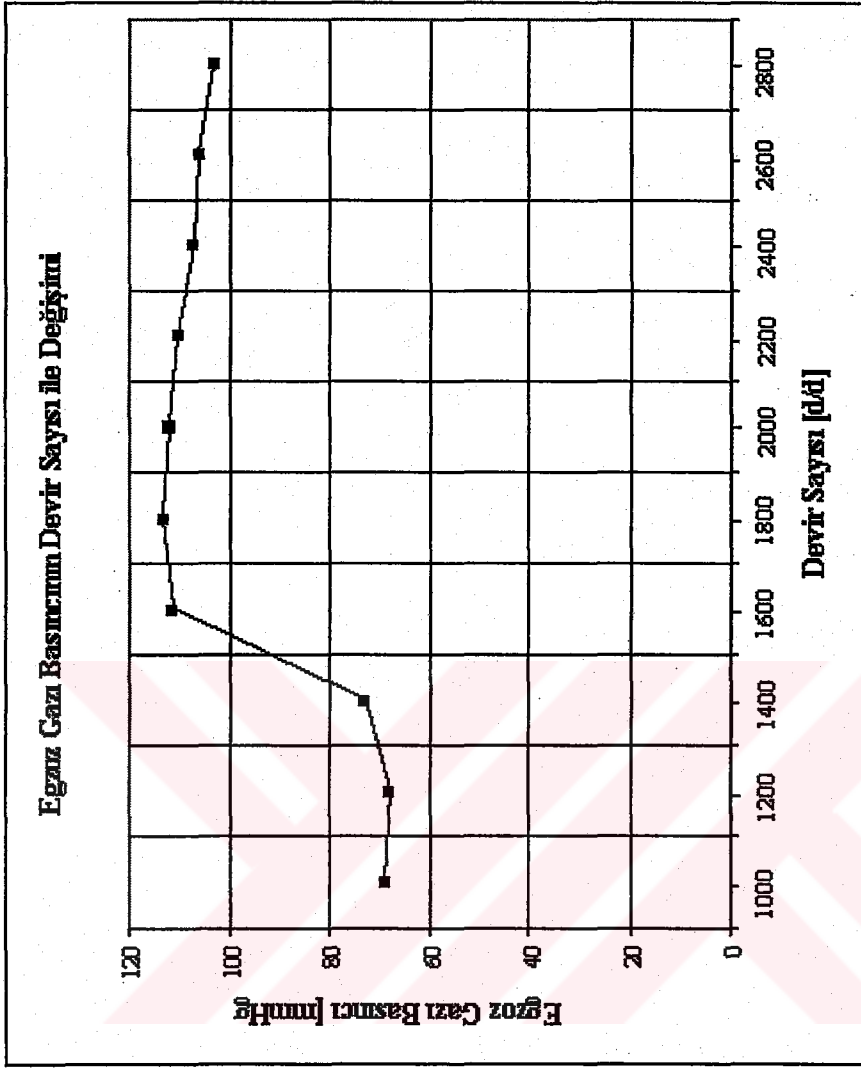
Tablo C.1.Motor Karakteristiği Tabloları [20]

Motor Modeli : Volvo Penta TAMD63L (Dizel motorun gaz konumu 2/3)

Silindir Sayısı : 6

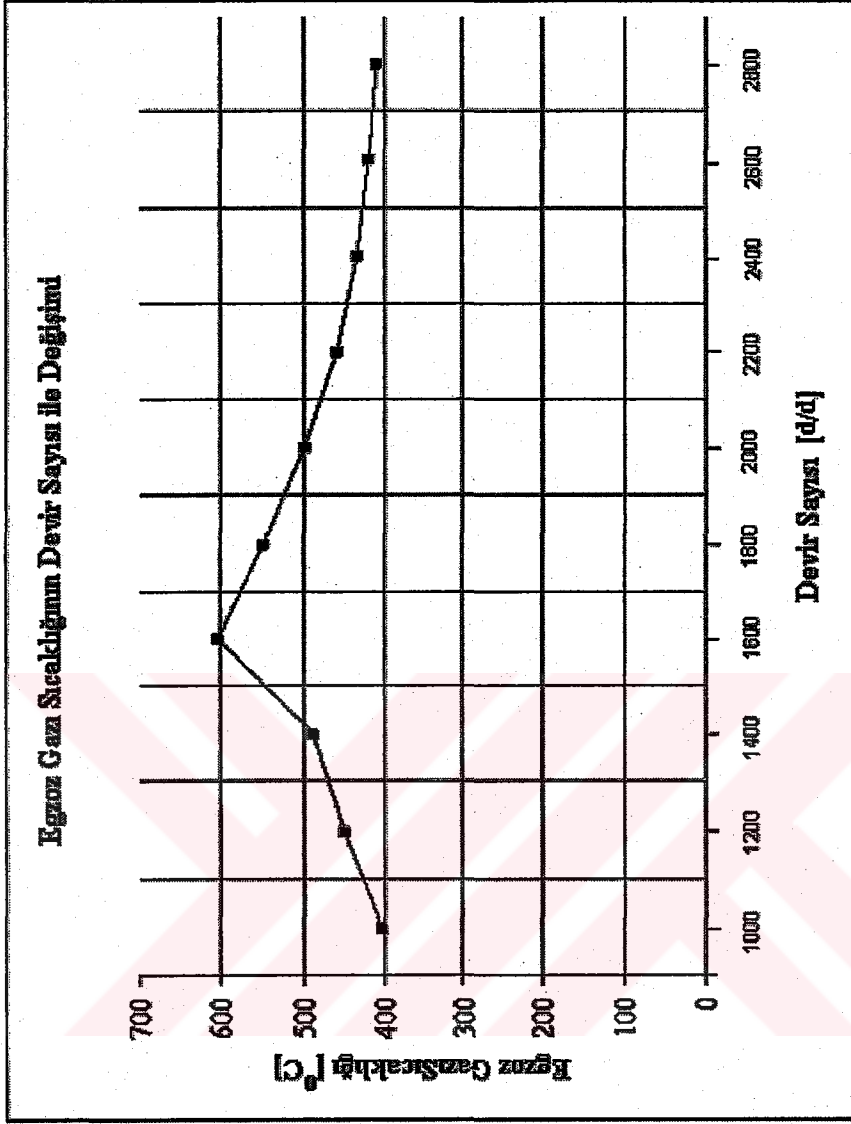
Konum	Devir [d/d]	Motor Gücü [kW]	Motor Gücü [hp]	Tork [Nm]	Özgöl Yakıt Tüketimi [g/kWh]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]	Yakıt Tüketimi [kg/h]	Egzoz Gazı Basıncı [mmHg]
1	1000	46	61	430	276	403	12.42	69
2	1200	59	77	450	268	448	15.27	68
3	1400	89	101	513	246	488	18.45	73
4	1600	195	205	900	251	604	37.90	111
5	1800	222	245	956	226	548	40.68	113
6	2000	242	269	944	218	496	43.16	112
7	2200	256	288	918	217	457	46.00	110
8	2400	263	298	870	220	433	48.18	107
9	2600	264	307	830	227	418	51.30	106
10	2800	265	310	778	235	410	53.58	103

Şekil : .C.2 Motor karakteristiği diyagramları

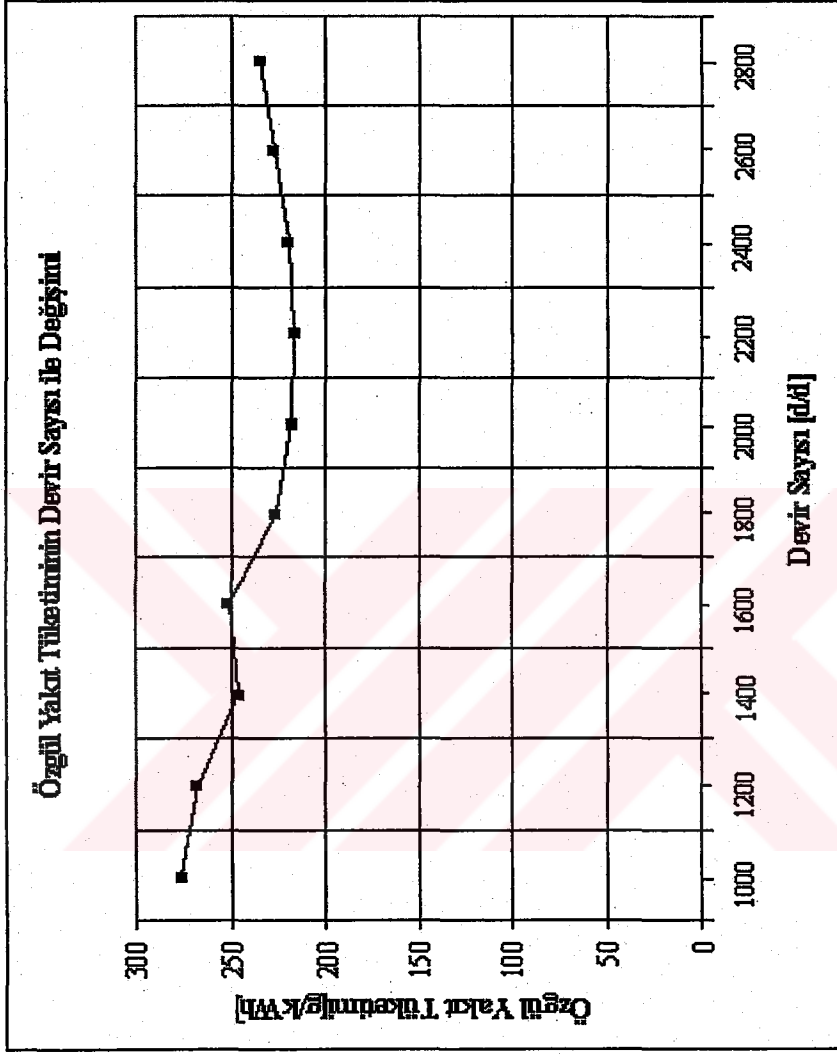


Devir Sayısı [d/d]	Egzoz Gazı Basıncı [mmHg]
1000	69
1200	68
1400	73
1600	111
1800	113
2000	112
2200	110
2400	107
2600	106
2800	103

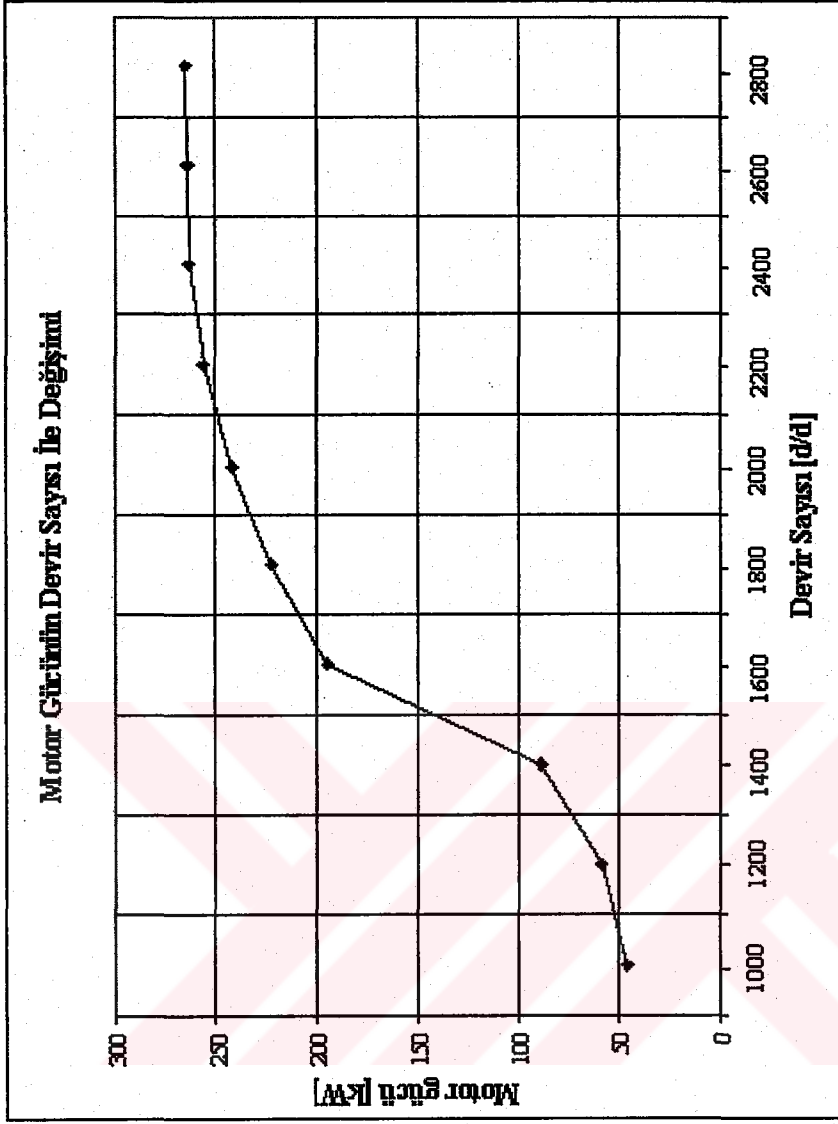
Devir Sayısı [d/d]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]
1000	403
1200	448
1400	488
1600	604
1800	548
2000	496
2200	457
2400	433
2600	418
2800	410



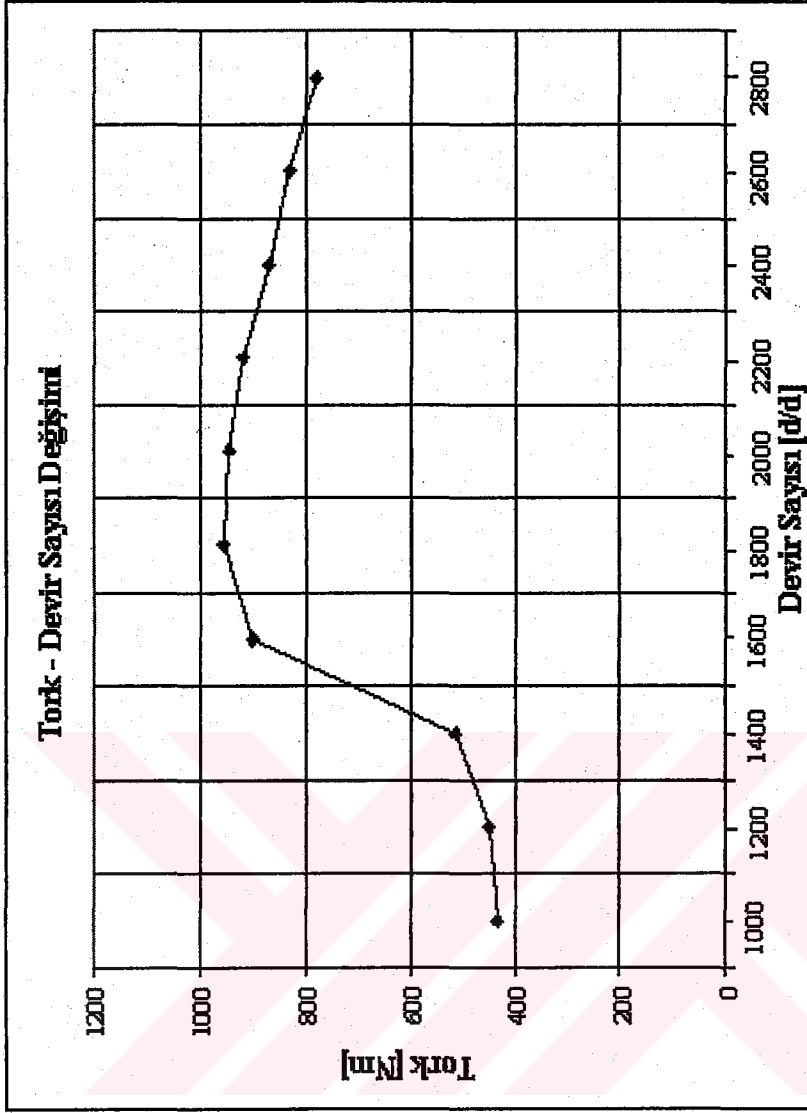
Devir Sayısı [d/d]	Özgül Yakıt Tüketimi [g/kWh]
1000	276
1200	268
1400	246
1600	251
1800	226
2000	218
2200	217
2400	220
2600	227
2800	235



Devir [d/d]	Motor Gücü [kW]
1000	46
1200	59
1400	89
1600	195
1800	222
2000	242
2200	256
2400	263
2600	264
2800	265

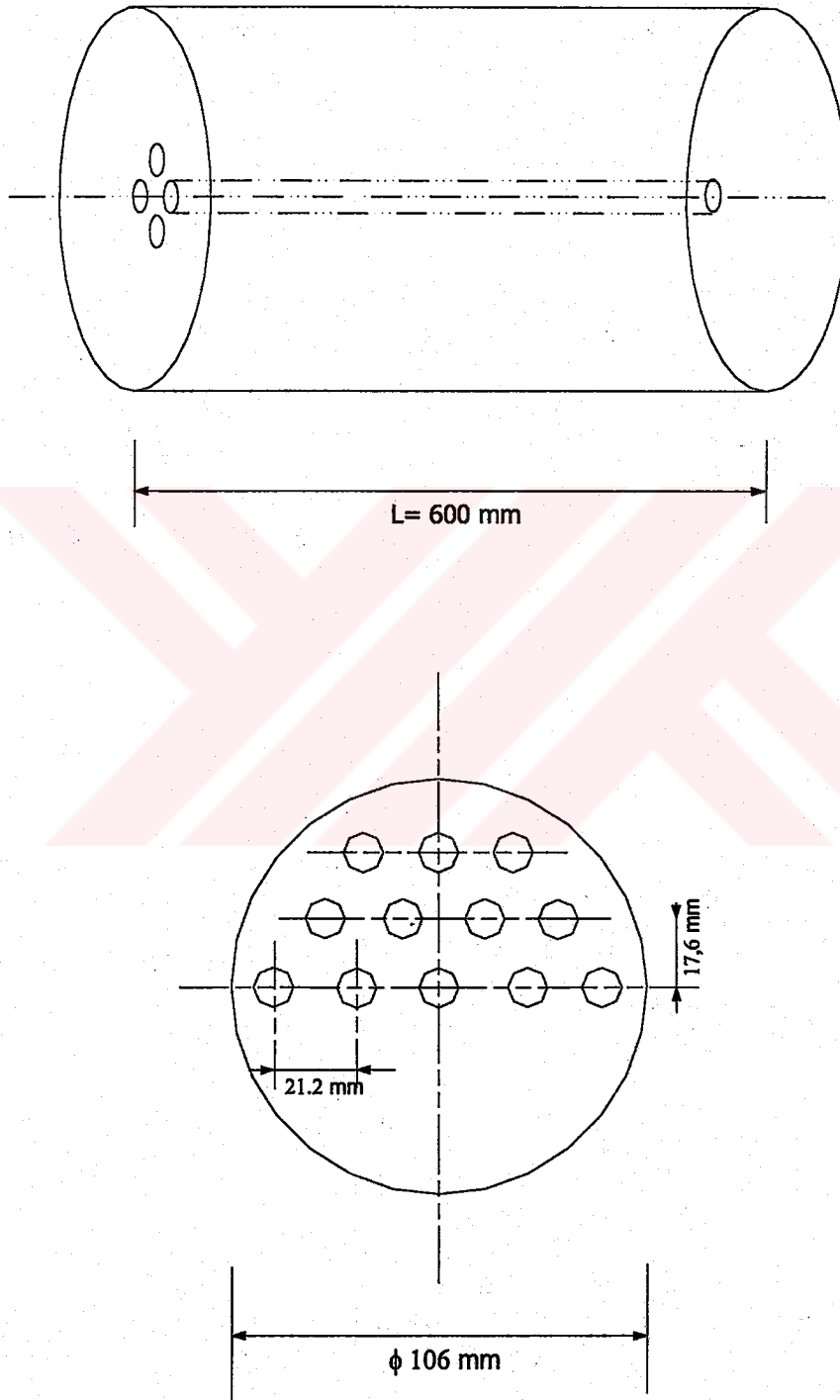


Devir [d/d]	Tork [Nm]
1000	430
1200	450
1400	513
1600	900
1800	956
2000	944
2200	918
2400	870
2600	830
2800	778

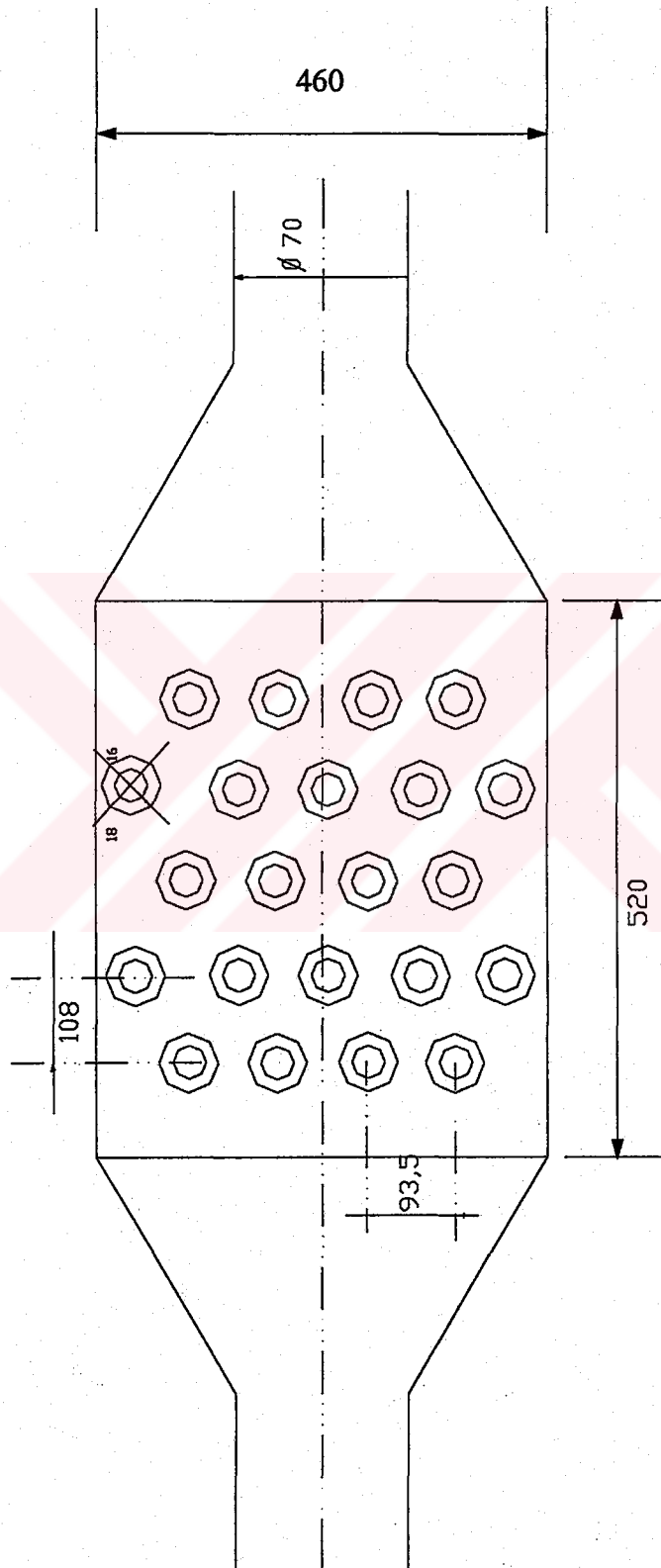


EK D. ÖRNEK KAYNATICI DİZAYNLARI

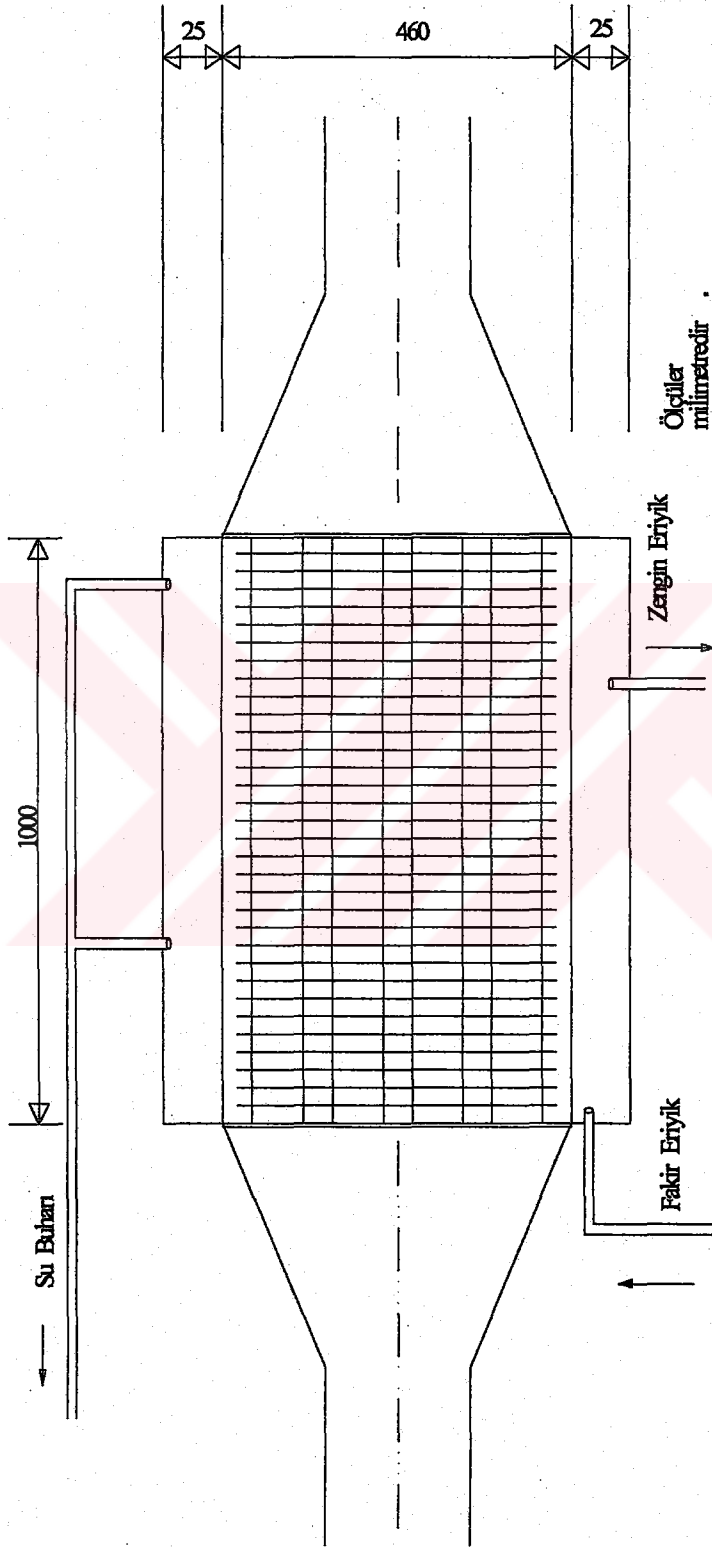
D.1



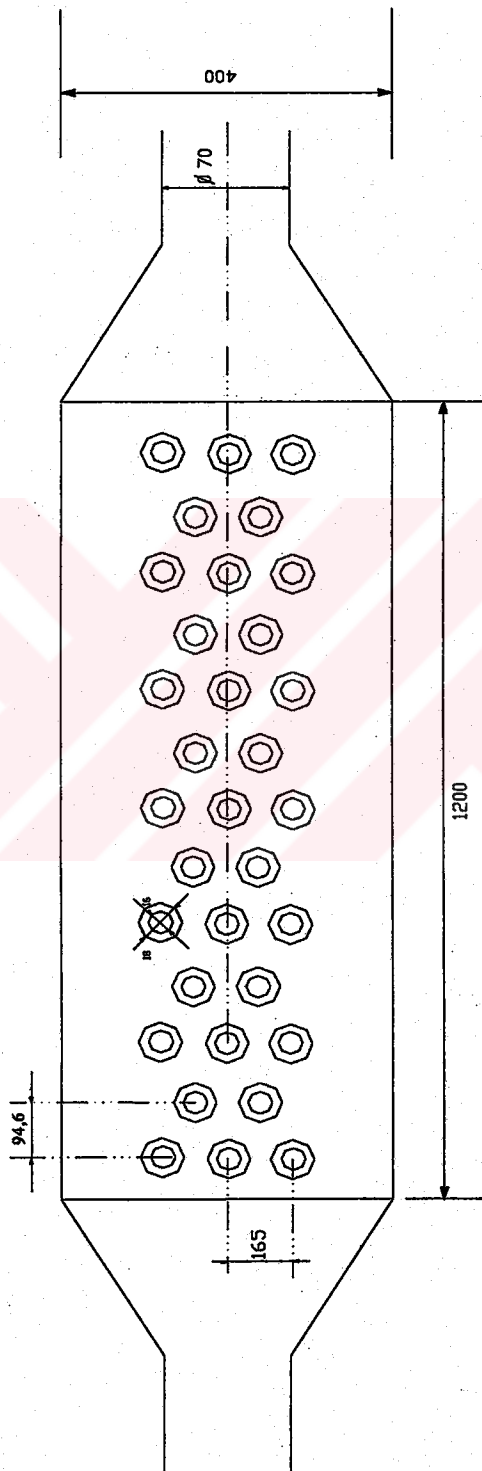
D.2



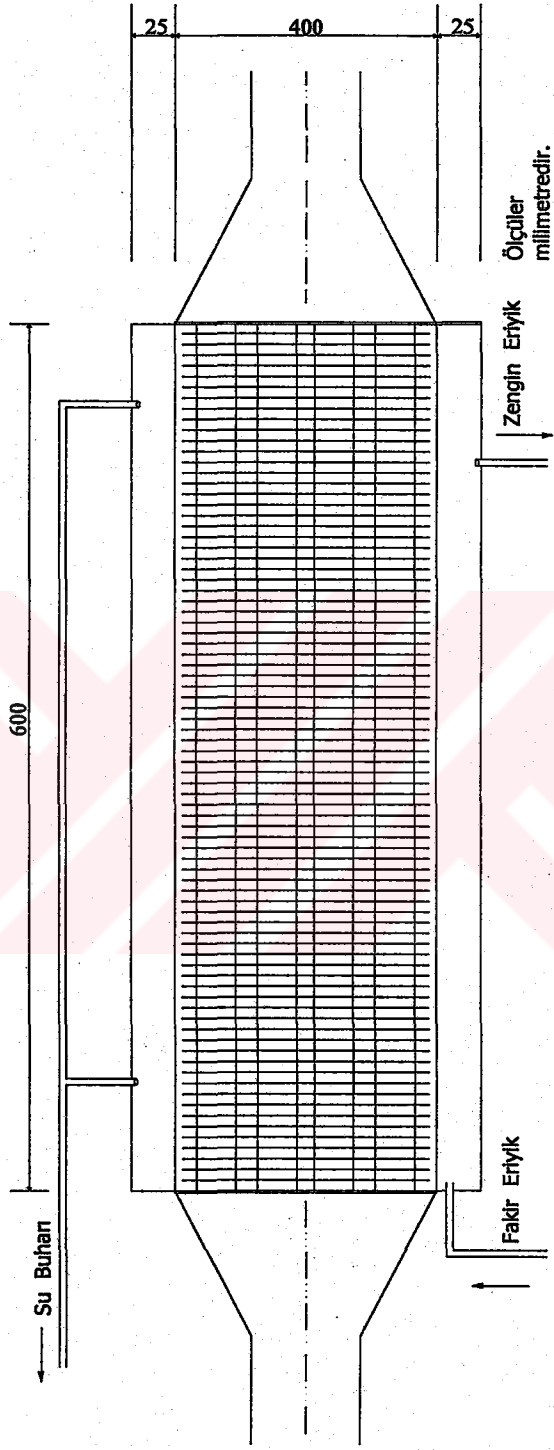
D.2



D.3

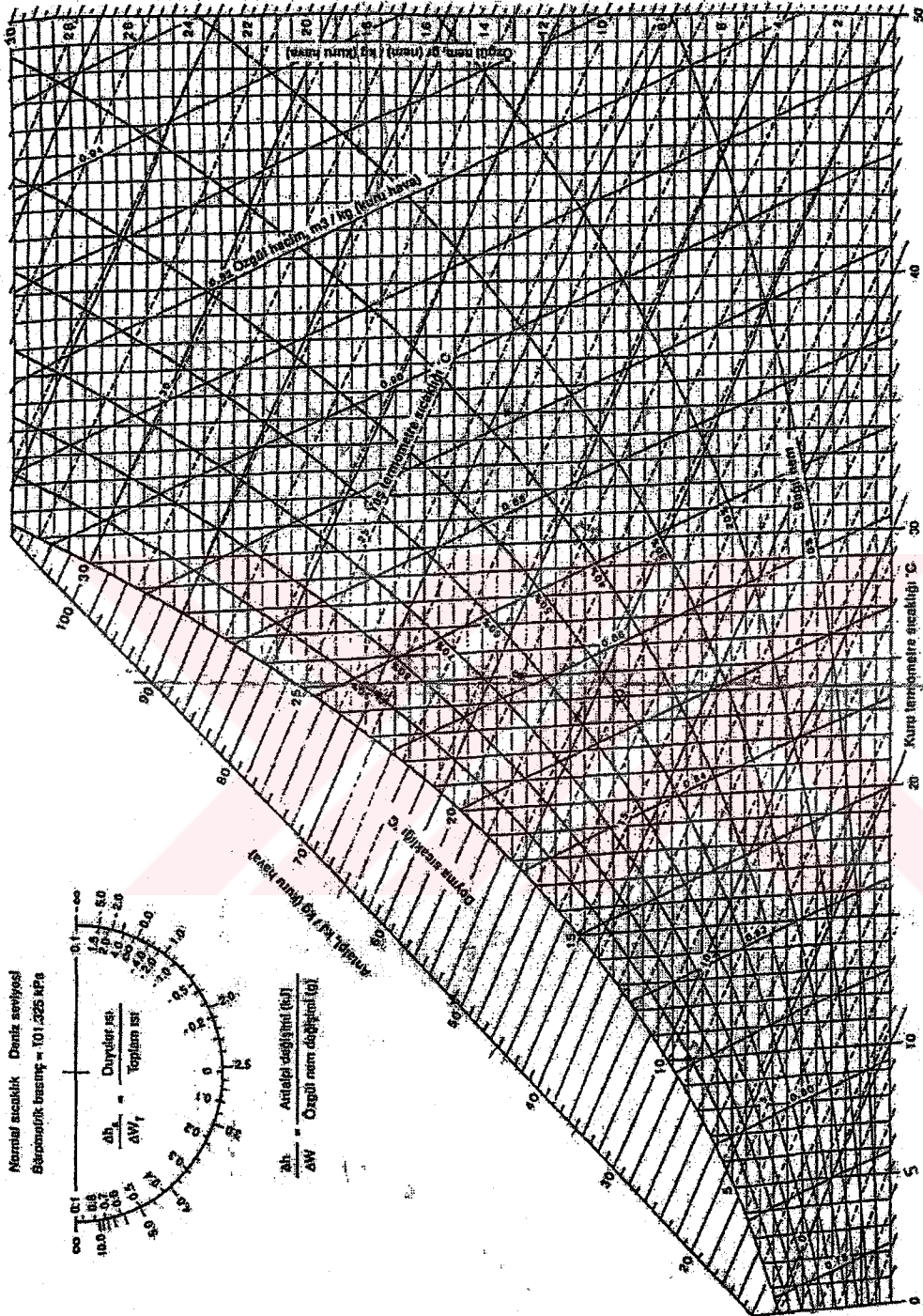


D.3

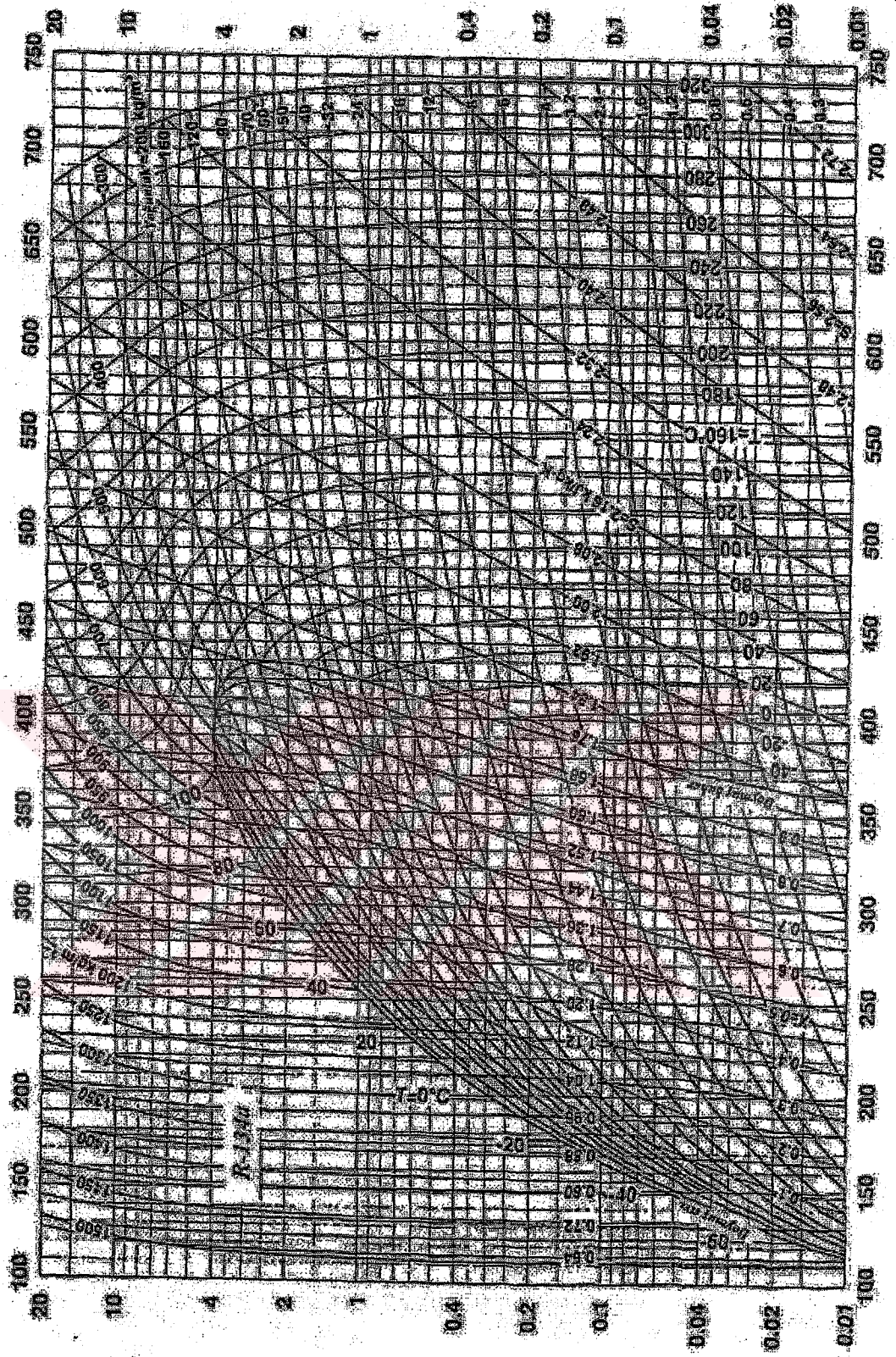


EK E SOĞUTMA SİSTEMİ HESABI İÇİN GEREKLİ DİYAGRAMLAR

Şekil E.1 Psikrometrik Diyagram [17]



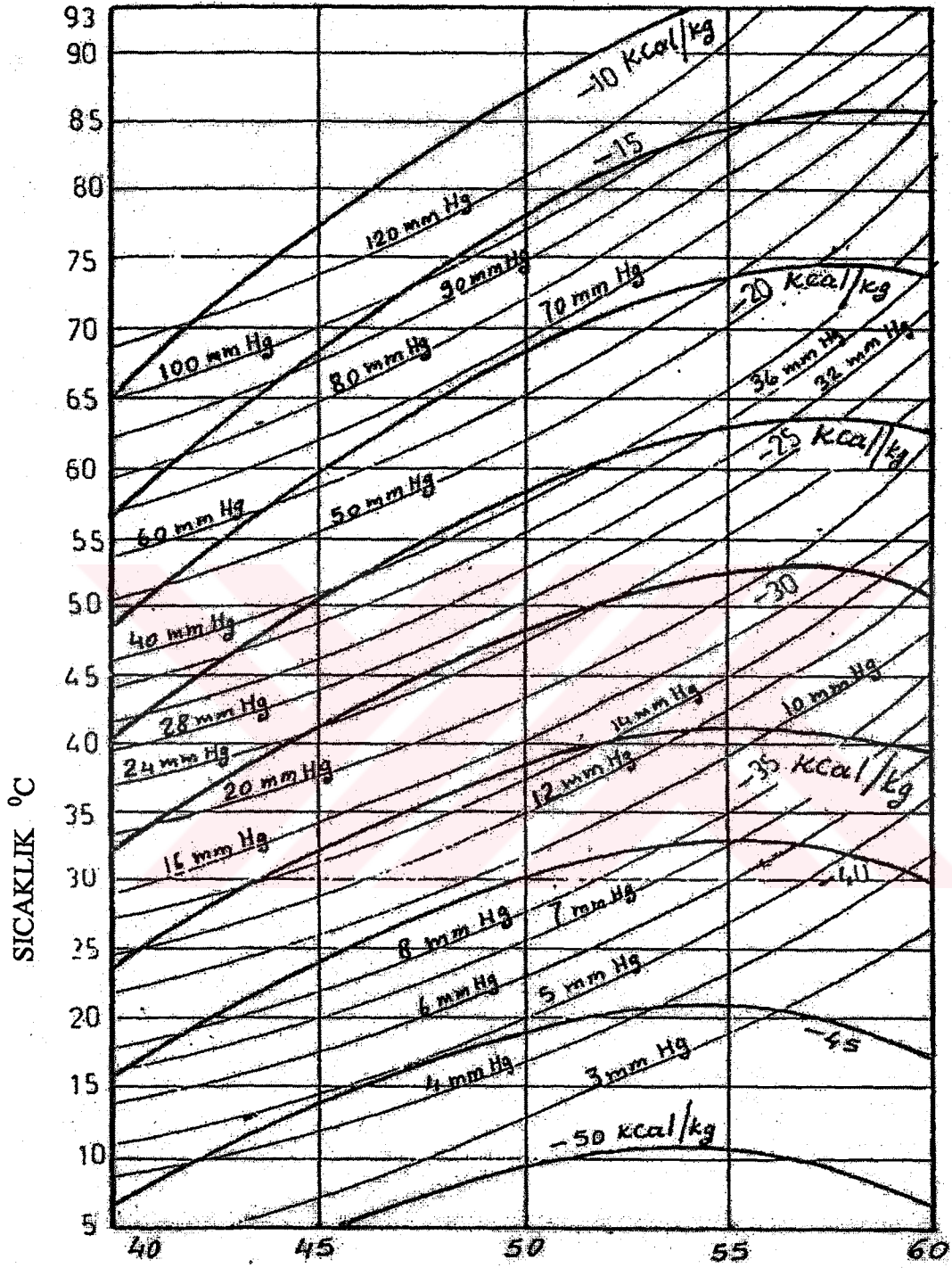
Şekil E.2 R-134a Soğutucu Akışkanının Basınç-Entalpi Değişimi [18]



Basınç (MPa)

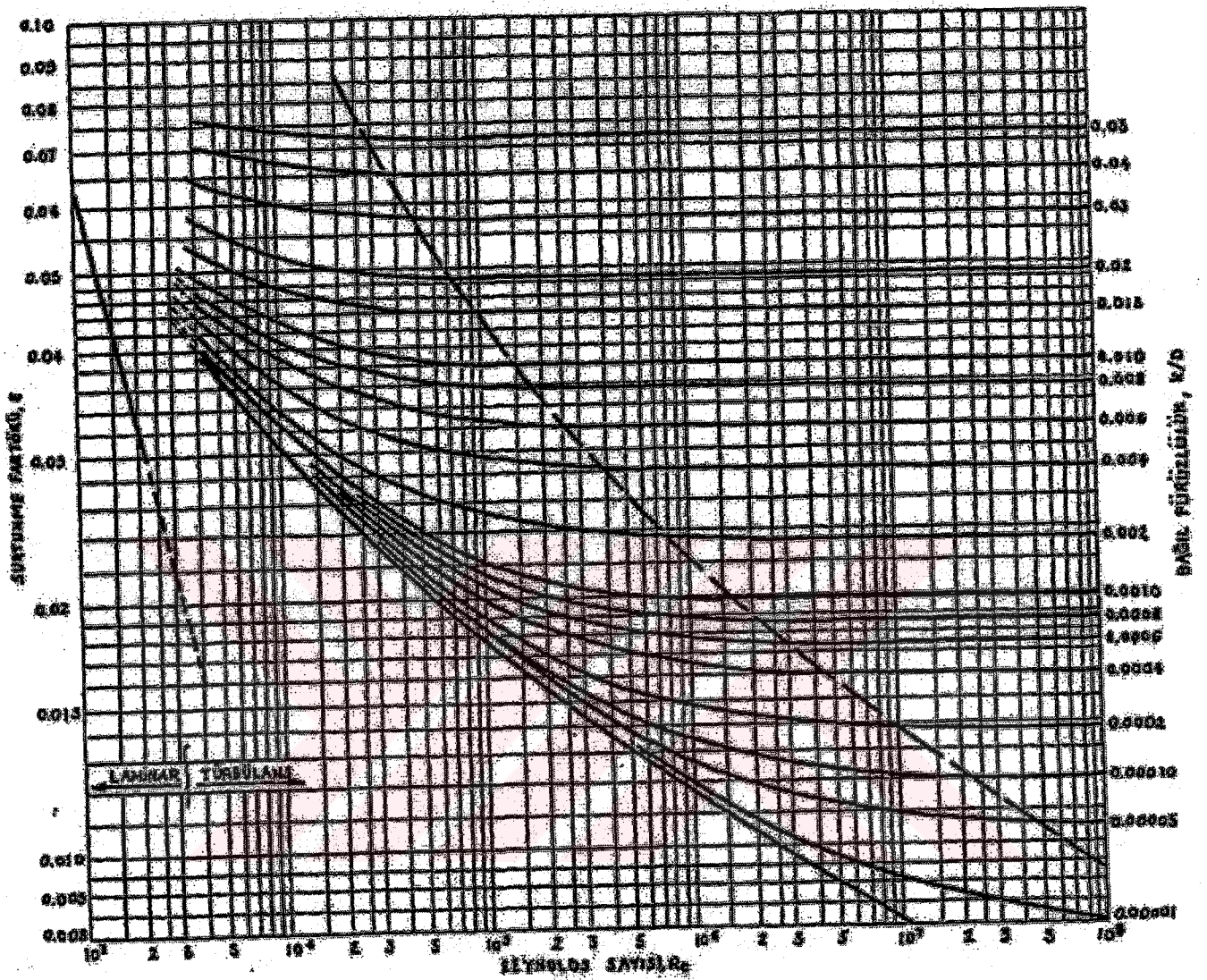
Entalpi (kJ/kg)

Şekil E.3 LiBr - Su Özellikleri [18]

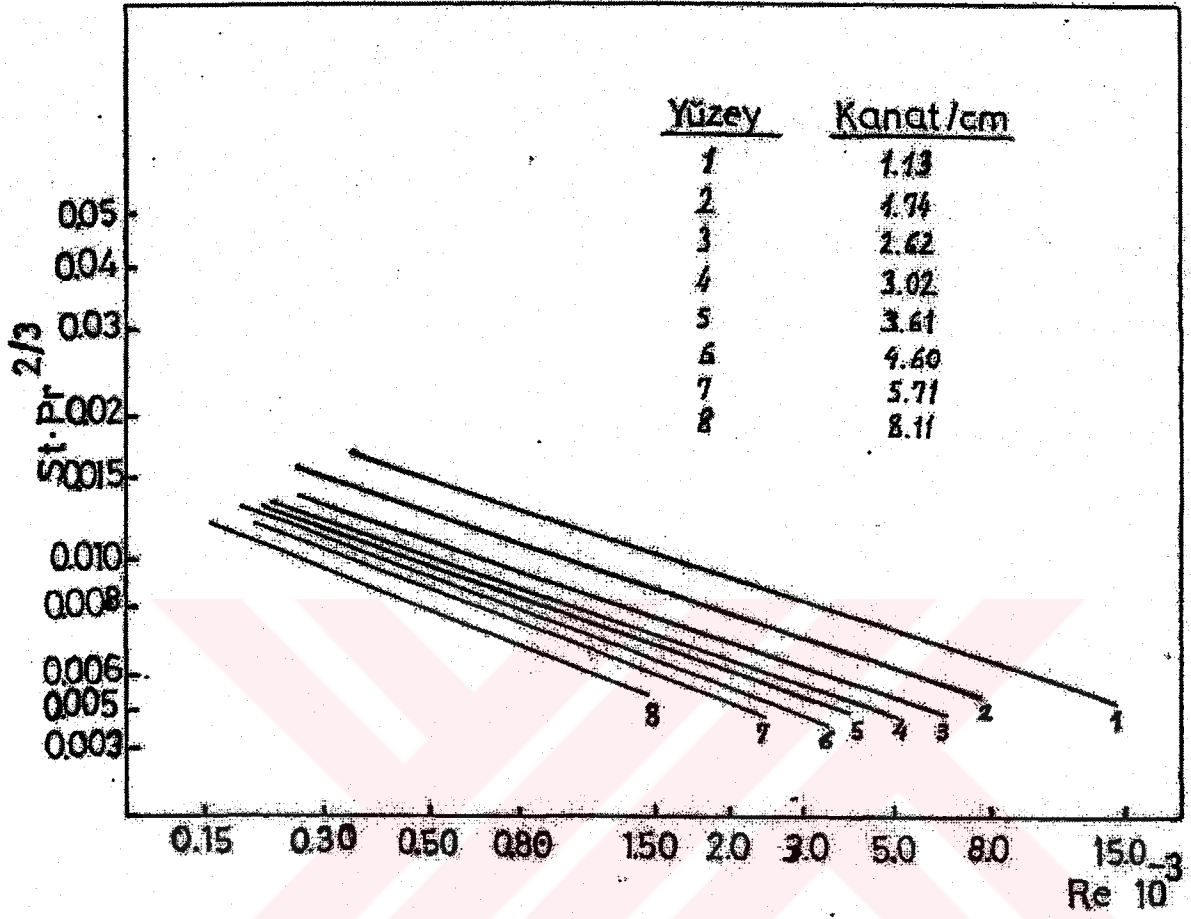


LİTYUM BROMÜR AĞIRLIK YÜZDESİ

Şekil E.4 Moody Diyagramı [29]



Şekil E.5 St.Pr^{2/3} - Re Diyagramı [29]



EK F FARKLI KAYNATICI BOYUTLARINDA EGZOZ GAZINDAN TRANSFER EDİLEN ISI MİKTARLARI

Tablo F.1 Kaynatıcı için Boru Sayısı (Boru boyu L: 60 cm, iç çap d_i:16 mm, dış çap d_d:18 mm)

Konum	Sürtünme Katsayısı f	Nusselt Sayısı Nu	İç Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h _i [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Egzoz Çıkış Sıcaklığı T _{eg} [°C]	Isı Transfer Yüzey Alanı A _s [m ²]	Kaynatıcıdaki Boru Sayısı N
1	0.01493	294.3584	564.6310	409.5876	15.0961	0.618662	19
2	0.01446	322.3575	618.3380	445.0794	24.0206	1.021420	32
3	0.01403	351.4511	799.6599	560.9500	45.0883	1.445700	45
4	0.01217	504.5959	1383.6749	897.1136	354.9821	0.390195	12
5	0.011754	600.1264	1509.6919	963.0849	319.9673	0.423395	13
6	0.01137	657.1082	1517.4157	967.0523	268.6170	0.504093	15
7	0.011026	723.6287	1551.3551	984.4229	240.4145	0.561625	17
8	0.010796	772.6442	1578.7281	998.3242	220.0808	0.624300	19
9	0.010557	827.3753	1638.8050	1028.4990	205.1548	0.695390	21
10	0.010401	866.0161	1686.4506	1052.1088	197.4331	0.741581	23

Tablo F.2 Kaynatıcıdaki Basınç Düşümü (Boru sayısı N=19 adet, Boru boyu L=60 cm, $d_1 = 16$ mm $d_2 = 18$ mm)

Konum	Devir Sayısı [d/d]	Sürtünme Katsayısı f	Toplam Basınç Kaybı ΔP_{top} [Pa]	Egzoz Gazı Basıncı P_{eg} [Pa]	Kayıp [%]
1	1000	0.0480	167.6020	9205.704	1.8206
2	1200	0.0475	255.5493	9176.352	2.7848
3	1400	0.0465	370.0539	9806.002	3.7737
4	1600	0.0455	1315.0384	14902.567	8.8242
5	1800	0.0450	1262.2287	15076.008	8.3724
6	2000	0.0448	1191.8927	15009.300	7.9410
7	2200	0.0446	1166.1480	14702.443	7.9316
8	2400	0.0444	1158.5831	14339.551	8.0796
9	2600	0.0400	1213.4079	14148.766	8.5760
10	2800	0.0380	1263.3936	13848.580	9.1229

Tablo F.3 Kanaçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Hesabı (Boru boyu L= 600 mm, N= 33 adet, H=8 mm)

Konum	İç Tarafındaki Isı Taşınım Katsayısı h_i [W/m ² K]	Dış Tarafındaki Isı Taşınım Katsayısı h_d [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Kanat Verimi η_k	Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q [kW]
1	9236.1315	14.5672	12.9577	0.9910	87.3344
2	9688.3901	13.8039	12.4086	0.9914	70.3991
3	11072.1941	13.1378	12.0019	0.9918	43.5528
4	7748.9904	12.1765	10.8518	0.9924	101.1490
5	8335.7430	12.4290	11.1333	0.9923	92.5562
6	9181.1883	13.6468	12.2189	0.9915	88.7487
7	9630.1948	13.5663	12.2101	0.9916	78.6950
8	9985.3334	13.6896	12.3946	0.9915	72.6675
9	10407.6239	13.8957	12.5628	0.9914	68.1603
10	11199.9937	13.9669	12.7005	0.9913	65.8078

Tablo F.4 Kaynaticıda Transfer Edilen Isı Miktarı (N=19 adet, L=100 cm , d_f= 16 mm, d_d=18 mm)

Konum	Egzoz Gazı Debisi m_{eg} [kg/s]	İç Taraftaki Isı Taşımın Katsayısı h_i [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Egzoz Giriş Sıcaklığı T _{egg} [°C]	Egzoz Çıkış Sıcaklığı T _{egs} [°C]	Sıcaklık Farkı ΔT [°C]	Kaynaticıda Transfer Edilen Isı Q _{kay} [W]
1	0.0548136	157.399	121.359	403	244.207	158.793	9629.2354
2	0.0673905	200.164	153.308	448	263.276	184.724	13901.9844
3	0.0814260	248.236	188.739	488	280.279	207.721	19010.0285
4	0.1672640	319.208	240.107	604	470.898	133.102	24019.7818
5	0.1795344	345.504	258.892	548	447.037	100.963	20666.1942
6	0.1904780	361.914	270.492	496	407.391	88.609	19003.5704
7	0.2030120	377.874	281.748	457	381.021	75.978	17216.3643
8	0.2126338	388.558	289.259	433	366.350	66.650	15753.7561
9	0.2264040	413.015	306.372	418	355.056	62.944	15805.2335
10	0.2364658	429.766	317.985	410	349.907	60.092	15740.8440

Tablo F.5 Kaynatıcıda Transfer Edilen Isı Miktarı (N=10 adet, L=150 cm, d_i=22 mm, d_a=24 mm)

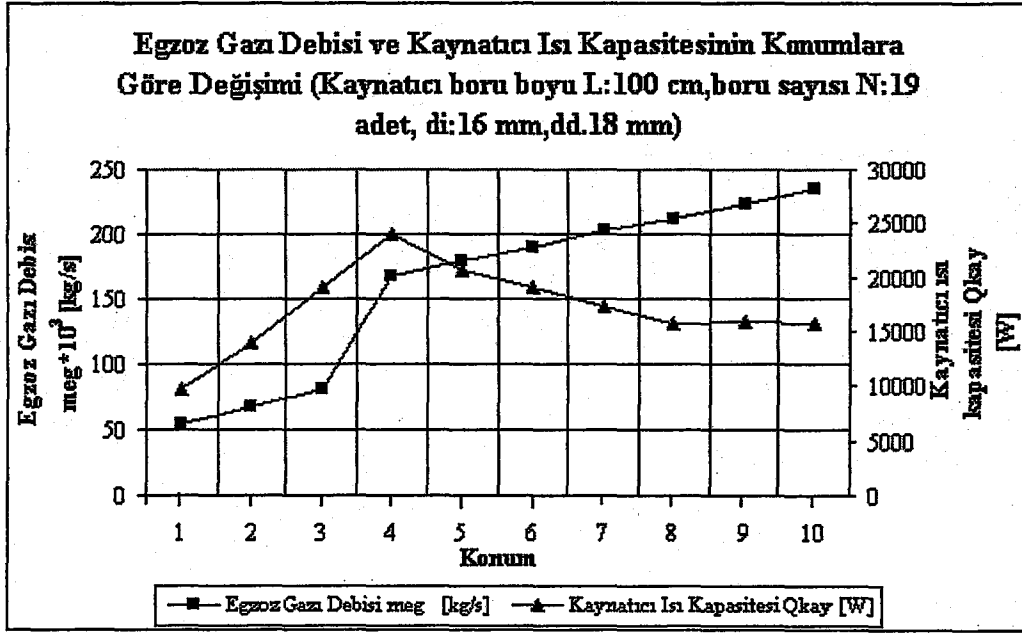
Konum	Egzoz Gazı Debisi m_{eg} [kg/s]	İç Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h_i [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Egzoz Giriş Sıcaklığı T _{egg} [°C]	Egzoz Çıkış Sıcaklığı T _{egf} [°C]	Sıcaklık Farkı ΔT [°C]	Kaynatıcıda Transfer Edilen Isı Q_{kay} [W]
1	0.0548136	100.6380	83.1670	403	300.6711	102.3289	6205.2425
2	0.0673905	123.3075	101.5157	448	334.9964	113.0036	8504.4406
3	0.0814260	151.3640	124.0417	488	361.0632	126.9368	11616.8908
4	0.1672640	312.8624	249.7745	604	432.8089	171.1911	30893.3965
5	0.1795344	338.6754	269.2732	548	411.3901	136.6099	27963.4710
6	0.1904780	354.8973	281.4443	496	375.5895	120.4105	25823.8939
7	0.2030120	368.9806	291.9622	457	352.9318	104.0682	23581.4489
8	0.2126338	381.7962	301.4954	433	338.2268	94.7732	22401.1084
9	0.2264040	404.6506	318.3902	418	328.7877	89.2123	22401.2015
10	0.2364658	420.9083	330.3339	410	324.2371	85.7629	22465.0403

Tablo F.6 Kaynaticıda Transfer Edilen Isı Miktarı (N=19 adet, L=150 cm , di= 16 mm, dd=18 mm)

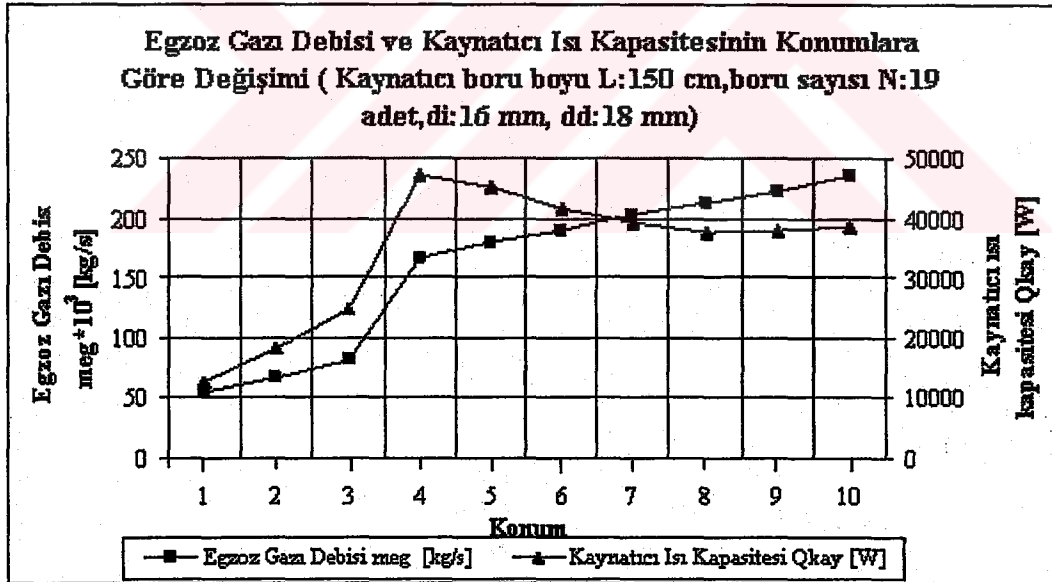
Konum	Egzoz Gazı Debisi m_{eg} [kg/s]	İç Taraftaki Isı Taşınım Katsayısı h_i [W/m ² K]	Toplam Isı Transfer Katsayısı K [W/m ² K]	Egzoz Giriş Sıcaklığı T _{egg} [°C]	Egzoz Çıkış Sıcaklığı T _{egç} [°C]	Sıcaklık Farkı ΔT [°C]	Kaynaticıda Transfer Edilen Isı Q_{kay} [W]
1	0.0548136	157.399	121.359	403	192.8039	210.1961	12746.3285
2	0.0673905	200.164	153.308	448	205.5176	242.4824	18248.7741
3	0.0814260	248.236	188.739	488	216.8528	271.1472	24814.6119
4	0.1672640	319.208	240.107	604	343.9331	260.0669	46932.0535
5	0.1795344	345.504	258.892	548	328.0235	219.9765	45027.1592
6	0.1904780	361.914	270.492	496	304.2665	191.7335	41639.3606
7	0.2030120	377.874	281.748	457	284.0145	172.9855	39197.8408
8	0.2126338	388.558	289.259	433	274.2325	158.7675	37527.1489
9	0.2264040	413.015	306.372	418	266.7046	151.2954	37990.2631
10	0.2364658	429.766	317.985	410	263.2709	146.7291	38434.7444

Tablo F.7 Kaynatıcıdaki Basınç Düşümü (N=19 adet, L=150 cm, $d_i = 16$ mm $d_d = 18$ mm)

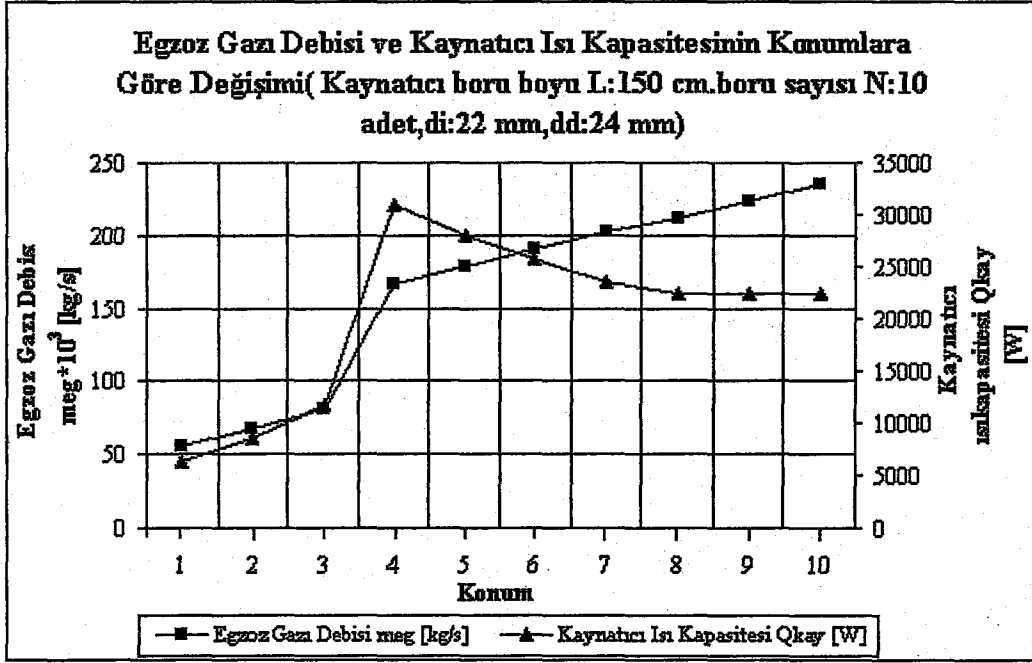
Konum	Devir Sayısı [d/d]	Sürtünme Katsayısı f	Toplam Basınç Kaybı ΔP_{top} [Pa]	Egzoz Gazı Basıncı P_{eg} [Pa]	Kayıp [%]
1	1000	0.0480	82.7214	9205.704	0.8985
2	1200	0.0475	461.4833	9176.352	5.0290
3	1400	0.0465	700.9407	9806.002	7.1480
4	1600	0.0455	2249.8656	14902.567	15.0971
5	1800	0.0450	2132.1815	15076.008	14.1428
6	2000	0.0448	1988.3892	15009.300	13.2477
7	2200	0.0446	1921.8083	14702.443	13.0713
8	2400	0.0444	1893.2482	14339.551	13.2029
9	2600	0.0400	1964.9161	14148.766	13.8875
10	2800	0.0380	2033.2787	13848.580	14.6822



Şekil F.1 Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (Kaynatıcı boyu L:100 cm, boru sayısı N:19, di:16 mm, dd:18 mm)



Şekil F.2 Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (Kaynatıcı boyu L:150 cm, boru sayısı N:19, di:16 mm, dd:18 mm)



Şekil F.3 Egzoz Gazı Debisi ve Kaynatıcı Isı Kapasitesinin Konumlara Göre Değişimi (Kaynatıcı boyu L:150 cm, boru sayısı N:10 di:22 mm, dd:24 mm)

KAYNAKLAR DİZİNİ

- [1] Kaynaklı, Ö., Alternatif Bir Otomobil Kliması, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (2000), s.36-65.
- [2] Saito, K., ve Kawai, S., “ Study on the Start-Up Charateristics of Double-Effect Absorption Refrigerator Driven by Waste Steam”, Sctripta Technica, Heat Trans-Asian Research, 29(5), (2000), s.427-445.
- [3] Güngör, C., “ Kombine Absorpsiyonlu Güneş Enerjili Bir Soğutma Sistemi Tasarımı ve Tesisi ”, Raporlar Serisi, 3,5 (1999).
- [4] Çolak, L. ve Durmaz, A., “ Güneşi Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörleri ile Buhar Üretimi ve Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Uygulaması ” VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, (2003), s.595-604.
- [5] Akdemir, Ö., Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Bir İklimlendirme Ünitesinin Geliştirilmesi , Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2001), s.64-83.
- [6] Emanet, Ö., Kojenerasyon Sistemlerinin Egzost gazları ısısından yararlanarak Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, (2000), s.5-7
- [7] Dinçer, İ. ve Erdal, Y., Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Rolü ve Etkinliği, Termodinamik, 5 (1993), s.31-37
- [8] ASHRAE Temel El Kitabı, Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri (Çeviren O. Gencelli), Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınları:2, (1996) s.34.
- [9] Machielsen, C.H.M., Research activities on absorptino systems for heating, cooling & industrial use, Ashrae Transaction, (1990), 1577-1581.
- [10] Eğrican, N. and Yiğit, A., Simulation of an absorption cooling system, Energy, 17 (1992), (69:593-600)

[11] Alefeld, G. and Ziegler, F., Advanced heat pump & air conditioning cycle for the working pair LiBr/H₂O industrial applications, Ashrae Transaction, (1985), 2B:2072-2080.

[12] Eroğlu, V., Alatlđ, L., Tanyol, İ., Ardıç, A., Torun, E., "Komple Çevreci Yüksek Verimli Absorpsiyonlu Sistemler", TTMD IV. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknoloji Sempozyumu, İstanbul, 17-19 Nisan 2000, s.525-562.

[13] Gommed, K. And Grossman, G., "Performance analysis of staged absorption heat pumps: water lithium bromide system", Ashrae Transaction, 1590-1598.

[14] Yamankaradeniz, R., ve Can, M., Yolcu otobüslerinde yaz klimasının incelenmesi ve hesabı, 1. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu, Bursa, (1998), s.250-260.

[15] Safkar Ege Soğutmacılık A.Ş. Atölye Çalışmaları, İzmir.

[16] SAVAŞ, S., Soğuk Depoculuk ve Soğutma sistemlerine giriş, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 1, Bursa, (1987).

[17] Bayboz, B., Klima Tekniği Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Ders Notları, Balıkesir, (2000)

[18] YALÇIN, E., Çeşitli Soğutma Sistemleri, Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Ders Notları, Balıkesir, (2000)

[19] Marine Propulsion Diesel Engines, 63-163 series, Volvo Penta, (1998/1999), p.17

[20] Industrial Engines Mobile Applications, Volvo Penta, (1993), p.3-7.

[21] Deniz Dizel motorları kullanma kitabı, AB Volvo Penta, p.38-44.

[22] HASTLER, L.E., ROBERTSON, J.M., A Design Study for Absorption Cycle Heat Pumps for Domestic Heating, s.113.

[23] Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., Yanma Stokiyometresi, Gazi Üniversitesi, Ankara, (1989).

[24] Wendland, D.W., "Automobile Exhaust System Steady-State Heat Transfer" SAE Technical Paper, (1993), 931085.

[25] Mehdiyev,R., İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi (I hisse)" Ders Notları, İstanbul, (2003) s.4,25-28

[26] Incropera, F.P., Witt.D.P., Fundamentals Of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, U.S.A. (1990), p.25-520.

[27] Kakaç, S., Örneklerle Isı Transferi, Ankara Üniversitesi Basımevi, (1970), s.357.

[28] Kılıç, M., Yiğit, A., Isı Transferi, Rota Ofset Matbaacılık A.Ş.,Bursa, (2000), s.147-413.

[29] Yılmaz, T., Teorik ve Uygulamalı Isı Transferi, Altan Matbaacılık, İstanbul, (1999), s.67-88

[30] Ilgaz, C., Karahan, M.E., Bulu, A., Akışkanlar Mekaniği ve Hidrolik Problemleri, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, (1993), s.233-303.

[31] Kern, D.Q., Kraus, A.D., Extended Surface Heat Transfer, McGraw-Hill Company, USA, (1972), p.805.

[32] Yalçın, E., Soğutma sistemlerinde kullanılan kondanselerlerin etüdü ile yoğuşma kapasitesine göre ısı transfer yüzeyinin hesabı, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (1992), s.78-88

[33] Kurem, E., Hava Soğutuculu Kanatlı Borulu Evaporatörün Teorik ve Deneysel olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (1997), s.123.

[34] MERTBAŞ, Ö.S., Termodinamik, Cilt 1, Balıkesir Üniversitesi Müh.-Mim. Fakültesi yayınları, Balıkesir, (1997).