

168453

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SAVAŞ GEMİLERİNDE EGZOZ VE BACA SİSTEMLERİ  
VE TASARIMLARININ İNCELENMESİ

Mak. Müh. Orhan Barbaros OKAN

FBE Gemi İnşaatı Mühendisliği Ana Bilim Dalında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç.Dr.Tamer YILMAZ

Prof.Dr. Mesut Güner

Doç.Dr. Ahmet Koyun

*t.yilmaz*  
*Mesut Güner*  
*Ahmet Koyun*

İSTANBUL, 2005

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET .....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ .....	1
2. EGZOZ SİSTEMLERİ .....	5
2.1 Yaş Tip Egzoz Sistemi.....	5
2.1.1 Egzoz Yükselticisi .....	6
2.1.2 Su Kaldırıcı Tipi Susturucu .....	7
2.1.3 Yaş Tip Egzoz Sistemlerine Dalga Hareketi Sonucu Su Girmesinin Önlenmesi....	8
2.1.4 Egzoz Soğutma Suyu Devresindeki Valfler .....	9
2.1.5 Siperlik.....	9
2.2 Kuru Tip Egzoz Sistemi.....	10
2.2.1 Esnek Bağlantılar.....	11
2.2.2 Kuru Tip Egzoz Sistemi Boru Destek Elemanları.....	12
2.2.3 Egzoz Ejektörü-Kendinden Havalandırma .....	12
2.2.4 Susturucu .....	13
2.2.5 Kızıl Ötesi İz Bastırma Sistemi .....	15
2.2.6 Egzoz Geri Basıncı .....	18
3. EGZOZ SİSTEMLERİ ULUSAL VE ULUSLAR ARASI KURALLARI VE ASKERİ STANDARTLARI .....	19
3.1 Türk Loydu Makine Kuralları .....	19
3.2 Alman Loydu Makine Kuralları .....	20
3.3 Norveç Loydu Kuralları.....	20
3.4 İngiliz Loydu Savaş Gemileri Kuralları .....	21
3.5 ABD Sahil Güvenlik Kuralları .....	23
3.6 Amerikan Gemileri Teknik Dokümanı.....	24
3.7 Sevk ve Yardımcı Sistemler Deniz Tipi Orta Devirli Dizel Makineleri Askeri Standardı .....	25
3.8 ABD Deniz Kuvvetleri Gemileri İçin Genel Gereksinimler, Bölüm 259 İçten Yanmalı Makineler Emme ve Egzoz Sistemleri.....	25
3.9 Birleşik Krallık Savunma Standardı 02-309 Gaz Türbini Gereksinimleri .....	27
3.10 Birleşik Krallık Savunma Standardı 02-313 Sevk ve Yardımcı Makineler İçin	

Dizel Makineler .....	27
4. ÖRNEK EGZoz SİSTEMİNİN BASINÇ KAYBI VE ATIK ISI HESAPLARI. 32	
4.1 Basınç Kaybı Hesapları .....	32
4.1.1 Düz Borular/Kanallar.....	33
4.1.2 Dirsekler .....	34
4.1.3 Yavaş Genişleme (Difüzörler).....	39
4.1.4 Perdeler .....	43
4.1.5 Yavaş Daralma (Nozullar).....	44
4.1.6 Giriş Bölümleri .....	44
4.1.7 Ani Genişleme .....	45
4.1.8 Ani Daralma.....	46
4.1.9 Orifisler ve Setler.....	47
4.1.10 Larvalar.....	48
4.2 Örnek Egzoz Sisteminin Basınç Kaybı Hesapları .....	49
4.2.1 Dizel Egzoz Devresi Basınç Kaybı Hesapları .....	49
4.2.2 Gaz Türbini Egzoz Devresi Basınç Kaybı Hesapları .....	59
4.3 Örnek Egzoz Sisteminin Atık Isı Hesapları.....	63
4.3.1 Dizel Egzoz Devresi Atık Isı Hesabı .....	64
4.3.2 Gaz Türbini Egzoz Devresi Atık Isı Hesabı .....	66
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) UYGULAMASI.....	68
5.1 Modelleme .....	68
5.2 Analiz.....	71
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	78
KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	81

## SİMGE LİSTESİ

A	Alan
$B_t$	Giriş tıkanması
$C_{\Delta A}$	Kesit alanı değişimi düzeltme katsayısı
$C_{en/boy}$	En/boy oranı düzeltme katsayısı
$C_f$	Basınç kaybı düzeltme faktörü
$C_i$	Dirseğe doğru tam gelişmemiş akış düzeltme katsayısı
$C_{LD}$	Akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı
$C_{LM}$	Akış yönüne ters durumlar için düzeltme katsayısı
$C_p$	Difüzördeki basınç artışı
$C_M$	Sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı
$C_{Re}$	Reynolds sayısı için düzeltme katsayısı
$C_S$	Kanal veya akış bölücü düzeltme katsayısı
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı
f	Darcy sürtünme katsayısı
$H_R$	Reaksiyona giren maddeleri entalpisi
$H_{\bar{U}}$	Reaksiyon sonucu ortaya çıkan ürünlerin entalpisi
$K_i$	Giriş kaybı
$K_{AD}$	Çıkıştaki hidrolik çapın girişteki hidrolik çapa oranı
M	Moleküler ağırlık
Ma	Mach sayısı
m	Debi
N	Mol miktarı
$N_T$	Toplam mol miktarı
$N_V$	Kısmi mol miktarı
$P_V$	Kısmi basınç
$P_T$	Toplam basınç (ısı hesaplarında)
p	Toplam basınç (basınç hesaplarında)
$p_0$	Durma basıncı
$Q_{k.h.}$	Kontrol hacminin toplam ısı transferi
q	Dinamik basınç
$q_g$	Giriş dinamik basıncı
Re	Reynolds sayısı
T	Toplam sıcaklık
$T_0$	Durma sıcaklığı
V	Hız
W	Genişlik
$W_{k.h.}$	Kontrol hacminin yaptığı toplam iş
w	Özgül nem
$X_V$	Mol oranı
$\Delta$	Fark
$\Phi$	Eşdeğerlik oranı
$\varepsilon$	Sürtünme faktörü
$\theta$	Difüzör genişleme açısı
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Yoğunluk

## KISALTMA LİSTESİ

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
CFD	Computational Fluid Dynamics (HAD)
CODAD	Combined Diesel and Dizel (Kombine Dizel ve Dizel)
CODOG	Combined Diesel or Gas (Kombine Dizel veya Gaz Türbini)
COGAG	Combined Gas and Gas (Kombine Gaz Türbini ve Gaz Türbini)
FRP	Fiber Reinforced Plastic (Fiber Takviyeli Plastik)
GRP	Glass Reinforced Plastic (Cam Takviyeli Plastik)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Tipik bir egzoz sistemi .....	1
Şekil 1.2 Tipik bir korvetin sürat-kullanma yüzdesi .....	3
Şekil 2.1 Tipik bir yaş tip egzoz sistemi (Caterpillar, 1997).....	5
Şekil 2.2 Tipik egzoz gazına su püskürtücü (MTU, 1994).....	5
Şekil 2.3 Egzoz yükselticisi (Caterpillar, 1997).....	6
Şekil 2.4 Su kaldırıcı tipi susturucu (Caterpillar, 1997).....	7
Şekil 2.5 Örnek siperlik (MTU, 1994) .....	10
Şekil 2.6 Tipik egzoz ejektörü (Caterpillar, 1997) .....	12
Şekil.2.7 Susturucu (Svensson, 2005) .....	15
Şekil 2.8 Popüler kızıl ötesi iz bastırma sistemleri (Birk vd., 1998).....	16
Şekil 4.1 Düzeltme faktörü (NSEC, 1972).....	34
Şekil 4.2 Dirsek kayıp katsayısı (NSEC, 1972) .....	35
Şekil 4.3 Akış yönüne ters durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	36
Şekil 4.4a Atmosfere açılan akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	36
Şekil 4.4b Akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972) .....	36
Şekil 4.5 Reynolds sayısı için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972) .....	37
Şekil 4.6 Sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	37
Şekil 4.7 En/Boy oranı düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	37
Şekil 4.8 Kesit alanı değişimi düzeltme katsayısı (NSEC, 1972) .....	38
Şekil 4.9 Kanal veya akış bölücü düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	38
Şekil 4.10 Difüzör gelişme katsayısı (NSEC, 1972) .....	39
Şekil 4.11 Difüzör akış modellerindeki istikrar (White, 1999).....	41
Şekil 4.12 Dairesel perde elemanları için kayıp katsayıları (NSEC, 1972) .....	42
Şekil 4.13 Sert köşeli perde elemanları için kayıp katsayıları (NSEC, 1972).....	42
Şekil 4.14 Difüzörler için sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı (NSEC, 1972).....	43
Şekil 4.15 Akış kesitindeki daralma, $2\theta$ (NSEC, 1972).....	44
Şekil 4.16 Ani genişlemelerde düzeltme faktörü (NSEC, 1972).....	45
Şekil 4.17 Ani daralma kayıp katsayısı (NSEC, 1972) .....	46
Şekil 4.18 Ani daralmalarda düzeltme faktörü (NSEC, 1972).....	46
Şekil 4.19 Köşeli orifisler için kayıp katsayısı (NSEC, 1972).....	47
Şekil 4.20 Kanal içindeki setler nedeniyle ortaya çıkan kayıplar (NSEC, 1972).....	48
Şekil 4.21 Örnek dizel egzoz devresi .....	50
Şekil 4.22 Örnek gaz türbini egzoz devresi.....	60
Şekil 5.1 Örnek dizel egzoz devresinin GAMBİT modeli .....	68
Şekil 5.2 Örnek gaz türbini egzoz devresinin GAMBİT modeli.....	69
Şekil 5.3 Hava alıcısı açılmış dizel egzoz devresinin GAMBİT modeli.....	70
Şekil 5.4 Dizel egzoz devresi hız vektörleri.....	72
Şekil 5.5 Dizel egzoz devresi girdap bölgesi hız vektörleri .....	72
Şekil 5.6 Dizel egzoz devresi girdap bölgesi toplam basınç değerleri.....	73
Şekil 5.7 Dizel egzoz devresi toplam basınç değerleri.....	73
Şekil 5.8 Dizel egzoz devresinin toplam sıcaklık değerleri.....	74
Şekil 5.9 Gaz türbini egzoz devresi hız değerleri.....	75
Şekil 5.10 Gaz türbini egzoz devresi toplam basınç değerleri .....	75
Şekil 5.11 Gaz türbini egzoz devresi akışkan sıcaklıkları .....	76
Şekil 5.12 Dizel egzoz gazlarının soğutulması sonucu sıcaklık düşüşü.....	77

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 İzin verilen gürültü seviyeleri (MIL-E-23457B(SHIPS), 1998) .....	25
Çizelge 4.1 Difüzör düzeltme katsayısı (NSEC, 1972) .....	40
Çizelge 4.2 Azami difüzör performansı (White, 1999) .....	41
Çizelge 4.3 Giriş kayıp katsayıları (NSEC, 1972) .....	45
Çizelge 4.4 Örnek egzoz sistemine ait özellikler .....	49



## ÖNSÖZ

Savaş gemisi ana tahrik sistemleri alt sistemlerinden biri olan egzoz gazı sistemlerinin basınç ve ısı kaybını tespit etmeye yönelik ampirik denklemler kullanılarak yapılan hesaplama yöntemi ve sistemin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizini gösteren bu yüksek lisans tezi, mevcut olan sistemlerin analizi ve inşa (imal) edilecek sistemlerin tasarımı aşamalarında kullanılabilir. Özellikle hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılan analizler, bilgisayar ve simülasyon teknolojisindeki gelişmelerin karmaşık olan geometrilerin modellenmesinin ve modelin içindeki akış analizinin kolaylıkla yapılabildiğini göstermiştir.

Bu çalışmanın başlamasını sağlayan ve her türlü desteğini veren Doç.Dr. Uğur Kesgin'e, çalışmanın tamamlanmasını sağlayan Doç.Dr. Tamer Yılmaz'a, çalışmaya yön veren Mak.Y.Müh. Uğur Türk'e, FLUENT yazılımı konusunda destek olan Mak.Y.Müh. Eser Pala'ya ve yüksek lisans öğrenimim süresince sabır ile beni destekleyen eşim Gülçe Okan'a teşekkürlerimi sunarım.





## ÖZET

Savaş gemilerinin bir ülkenin, bir ulusun ve hatta bir dönemin kaderini değiştirdiği insanlık tarihinde yer almıştır. Bu nedenle, bir savaş gemisinin her zaman savaşa hazır olması, duruş ve vuruş gücünün tam olması istenir. Emredilen zamanda ve emredilen yerde olmak, bir savaş gemisi ve desteklediği unsurlar için hayati öneme sahip olabilir. İstenilen zamanda ve istenilen yerde olmayı sağlayacak temel öğeler ana tahrik ve sevk sistemleridir. Egzoz sistemleri, ana tahrik sistemi elemanlarının performansı ve geminin kızıl ötesi izi konularında önemli bir etken olduğundan gemi performansını ve geminin tespit edilebilirliğini doğrudan etkiler.

Bu yüksek lisans tezinde, savaş gemisi egzoz sistemlerinin elemanları tanıtılmış ve savaş gemisi egzoz sistemleri gereksinimlerini tanımlayan ulusal ve uluslararası kurallar ile askeri standartlar anlatılmıştır.

Çalışmada, CODOG sistemiyle sevk edilen bir savaş gemisi egzoz sistemi ele alınmış ve bu sistemdeki basınç kayıpları ve egzoz gazı ile ortama verilen ısı ampirik denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Basınç kayıplarının hesaplanmasında kullanılan yöntem, ABD Deniz Kuvvetleri Savaş Gemileri Mühendislik Bölümünün hazırlamış olduğu DDS 221-1 kodlu Makine ve Kazanlar Emme ve Egzoz Sistemi Basınç Kayıpları İçin Veriler tasarım dokümanında savaş gemileri egzoz sistemleri için verilen bir yöntemdir. Bu hesaplamalarda egzoz sistemi içerisindeki tüm elemanlar (giriş, düz boru, difüzör, dirsek ve nozul) hesaplamalara dahil edilmiş ve bu elemanlarda oluşan basınç kayıpları hesaplanmıştır. Basınç kayıplarına etki eden hız, sıcaklık, yoğunluk, dinamik viskozite, sürtünme faktörü ve basınç incelenmiş ve bu elemanlardaki basınç kayıplarının toplam basınç kaybı içerisindeki yüzdeleri tespit edilmiştir.

Örnek savaş gemisi egzoz sistemindeki akış, bilgisayar ortamında benzetim yapılmıştır. Bu amaçla üç boyutlu model ve modele uygun bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Modele uygun sınır şartları altında FLUENT HAD yazılımı ile çözüme ulaşılarak, egzoz sistemindeki hız, basınç ve sıcaklık dağılımları görüntülenmiştir. Böylece basınç kaybı ve gürültüye neden olan geometri ve tasarım parametreleri incelenerek düzeltici önerilerde bulunulmuştur.

**Anahtar kelimeler:** Dizel, gaz türbini, egzoz, savaş gemisi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

## **ABSTRACT**

History shows that warships have changed the destiny of a country, a nation, and even an era. For that reason, a warship must always be ready to fight and her survival and combat-readiness attributes must be without degradation. The accessibility of a warship at the right time and place may be vitally important for the defense schemes it is supporting. The main elements of a warship allowing it to be on time and in place for action are both the main drive and the propulsion systems. As an integral factor in the performance of the main propulsion system and the infrared signature of the ship, the exhaust system directly affects the performance and the susceptibility of the ship.

In this M.S. thesis, the elements of a warship exhaust system are introduced and the national and international rules and military standards defining the requirements of a warship exhaust system are detailed.

In this research work, a warship's exhaust system with CODOG propulsion is analyzed as well as pressure losses and waste heat calculations through the use of empirical equations. The method for calculating the pressure losses is based on the design document given for warship exhaust systems, "DDS 221-1 Data for Estimating Pressure Losses in Engine and Boiler Inlet and Exhaust Systems", prepared by the U.S. Naval Ship Engineering Center. This calculation includes the pressure losses for all the elements (inlet, piping, diffuser, elbow, and nozzle) of the exhaust system. Velocity, temperature, density, dynamic viscosity, friction factor, and pressure, which govern the pressure losses, are analyzed, and the weight of the elements of the system on the total pressure loss is determined.

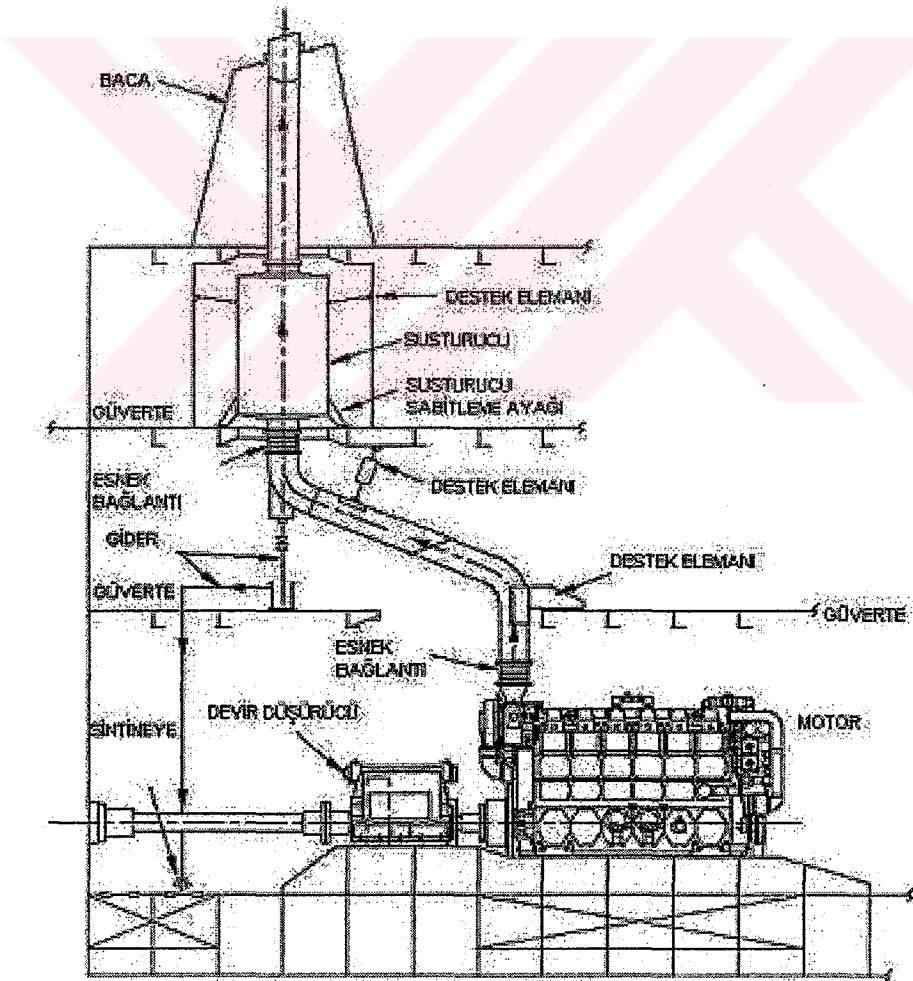
A flow detailing the illustrated warship exhaust system is simulated by digital media. For this purpose, a 3-D model and a mesh comprising the model are used. The velocity, pressure, and temperature distribution of the system are imaged, with the appropriate boundary conditions for the model, by use of a CFD software, FLUENT. Corrective proposals are introduced by analyzing the geometry and the design parameters that cause pressure loss and noise.

**Keywords:** Diesel, gas turbine, exhaust, naval ship, computational fluid dynamics.

## 1. GİRİŞ

Gemilerin makine dairelerinde bulunan dizel motoru, gaz türbini veya buhar türbini gibi ana tahrik makinesinde iş yapan yakıt-hava karışımı yanar ve yanma sonucu ortaya egzoz gazı çıkar. Egzoz gazının zehirli özelliğinden dolayı gemi bünyesinden dışarı verilmesi gerekir. Bu amaçla, “egzoz sistemi” kullanılır. Bir diğer deyişle egzoz sistemi, yanma sonucu ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki zehirli gazların gemiyi terk edinceye kadar geçtikleri devredir.

Egzoz sisteminin ana görevi, egzoz gazlarını en küçük dirençle ve emniyetli bir biçimde atmosfere atmaktır. Emniyet, gemi personeli, ana tahrik sistemi elemanları ve geminin yangın güvenliği açısından önemlidir. Gemi personelinin zehirlenmemesi için gaz sızdırmaz olmalı, ana tahrik sistemi üreticileri tarafından müsaade edilen egzoz geri basıncı sınırları içerisinde geri basınç oluşturmalı ve gemide yangına neden olmayacak sıcaklığa düşürülecek şekilde izole edilmelidir.



Şekil 1.1 Tipik bir egzoz sistemi

Diğer yandan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı, geminin kızıl ötesi izinin yükselmesine ve dolayısıyla savaş gemilerinin tehdit unsurlar tarafından tespit ve teşhisine neden olur.

Egzoz sisteminin temel elemanı, egzoz boru devresidir. Yalnızca egzoz boru devresinden oluşan gemi egzoz sistemi yoktur. Egzoz gazının egzoz boru devresindeki hareketi sonucu ortaya çıkan gürültüyü azaltmak amacıyla boru devresi üzerine susturucu yerleştirilir. İlave olarak, egzoz gazındaki muhtemel kıvılcımların gemi dışına atılmasını engellemek amacıyla, kıvılcım tutucular, egzoz boru devresi üzerine yerleştirilir.

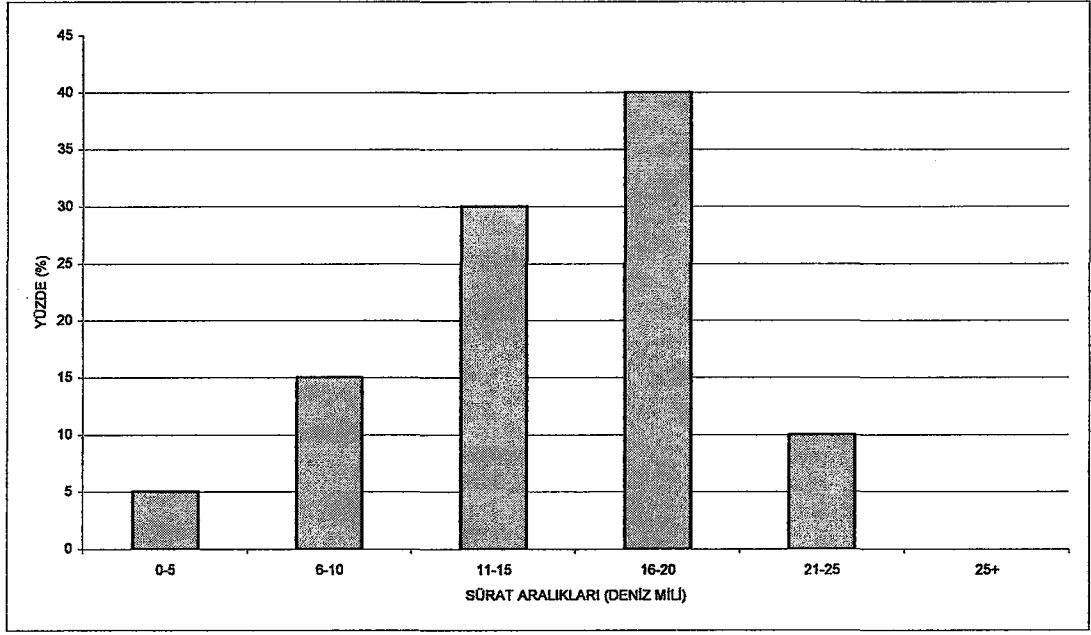
İyi bir egzoz sistemi, asgari seviyede geri basınca sahiptir. Egzoz geri basıncı, makineden geçen hava miktarını düşürme eğilimi gösterdiğinden, belli bir seviyeye kadar kabul edilebilir. Egzoz geri basıncı, dizel motorlarında egzoz sıcaklığını yükselterek egzoz valfları ve türbinli doldurucu ömrünü kısaltma gibi doğrudan olmayan etkilere de neden olur (Caterpillar, 1997).

Savaş gemileri ve ticari gemilerin sürat profilleri, gemilerin inşa ediliş ve kullanım amaçları bakımından farklılık gösterir. Ticari gemiler, ömürlerinin yüzde 90'ında dizel makinelerin optimum gücünden yararlanırken, bu oran savaş gemilerinde yüzde 5'e kadar düşer. Tipik bir korvetin sürat-zaman eğrisi Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Ticari gemiler, yüklerini bir limandan diğer bir limana en kısa zamanda ve en ucuz şekilde taşıırken savaş gemileri, arama ve kurtarma, denizaltı savunma harbi, hava savunma harbi ve su üstü savunma harbi, kara bombardımanı ve karakol başta olmak üzere, farklı sürat ihtiyacı gerektiren farklı görevleri icra ederler.

Ticari gemilerde egzoz gazı ile dışarı verilen atık ısıdan yararlanmak amacıyla atık ısı kazanı ve/veya ekonomizörler kullanılır. Savaş gemilerinde ise, kızıl ötesi alıcılara sahip güdümlü mermilere karşı, geminin kızıl ötesi izini azaltmak amacıyla, kızıl ötesi iz bastırma sistemi (egzoz gazlarını soğutma sistemi) kullanılır. Bahse konu sistemlerden alt başlıklarda daha detaylı bahsedilecektir.

Savaş gemileri, ağır deniz koşullarında dahi, kendisine verilen görevi tam performans ile icra etmek zorundadırlar. Çünkü savaş kaybedilir veya kazanılır. Kaybettiğiniz sadece geminiz değil, aynı zamanda vatanınız, toprağınız ve bayrağınızdır. Bu yüklü sorumluluk altında bir savaş gemisinden beklenen, kendisine verilen görevi yerine getirmektir.

Egzoz gazı devrelerinin, savaş gemilerinin en yüksek sıcaklığa sahip bölümlerinden biri olması, kızıl ötesi başlığa sahip güdümlü mermiler tarafından geminin tespit edilmesini kolaylaştıracağından özenle tasarlanmasını ve izole edilmesini gerekli kılar.



Şekil 1.2 Tipik bir korvetin sürat-kullanma yüzdesi

Bu tezde, özellikle muharip sınıf savaş gemileri egzoz sistemlerindeki elemanlardan bahsedilmiştir. Türk Deniz Kuvvetlerinde mevcut muharip savaş gemileri firkateynler, korvetler, hücumbotları, denizaltılar ve mayın avlama gemileridir. Denizaltılar, diğerlerinden farklı özelliğe sahip gemiler olduklarından egzoz sistemleri tez kapsamına alınmamıştır.

Tez kapsamında egzoz sistemleri incelenen gemilerin sevk/ana tahrik sistemleri aşağıdadır (Jane's).

#### Firkateynler:

Gabya Sınıfı: COGAG, 2 adet GE LM 2500 gaz türbini

Yavuz Sınıfı: CODAD, 4 adet MTU 20V 1163 TB93 dizel motoru

Barbaros Sınıfı: CODOG, 2 adet GE LM 2500 gaz türbini ve 2 adet MTU 16V 1163 TB83 dizel motoru

#### Korvetler:

Burak Sınıfı: 2 adet SEMT-Pielstick 12 PC2 V 400 dizel motoru

Ada Sınıfı: 2 adet orta-yüksek devirli dizel motoru ve 1 adet gaz türbini (MİLGEM projesinin inşa edilecek ilk gemisi olup henüz tasarım aşamasındadır)

### Hücumbotları:

Doğan Sınıfı: 4 adet MTU 16V 956 TB91 dizel motoru

Rüzgar Sınıfı: 4 adet MTU 16V 956 TB91 dizel motoru

Yıldız Sınıfı: 4 adet MTU 16V 595 TB91 dizel motoru

Kılıç Sınıfı: 4 adet MTU 16V 595 TE90 dizel motoru

### Mayın Avlama Gemileri:

Engin Sınıfı: 1 adet H60-V12-ASHR

Aydın Sınıfı: 2 adet MTU 8V396 TB84 dizel motoru

Görüldüğü üzere muharip savaş gemilerimiz ana tahrik sistemlerinde yüksek devirli dizel motoru yaygın olarak kullanılmaktadır. Deplasmanı 3000 tonun üzerinde olan veya daha düşük deplasmana sahip olup 30 deniz milinin üzerinde bir sürate sahip olması istenen su üstü platformlarında gaz türbinleri de ana tahrik sistemlerinin bir parçası haline gelmiştir.

Sunulan bu çalışmanın ikinci bölümünde egzoz sistemleri, bu sistemleri oluşturan elemanların özellikleri ve işlevleri tanıtılmıştır.

Üçüncü bölümde egzoz sistemlerinin nasıl tasarlanması, monte edilmesi ve kullanılması konularında mevcut ulusal ve uluslararası kurallar ve askeri standartlar verilmiştir.

Çalışmanın dördüncü bölümünde CODOG sistemi ile sevk edilen bir savaş gemisinde mevcut egzoz sisteminin basınç kaybı ve egzoz devresinden ortama verilen kullanılabilir ısı ampirik denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.

Beşinci bölümde örnek egzoz sistemi GAMBİT ticari yazılımı ile bilgisayar ortamında modellenmiş ve uygun sınır şartları verilerek FLUENT ticari yazılımı ile egzoz gazı akışı benzetim yapılarak çözüme ulaşılmıştır.

Altıncı ve son bölümde elde edilen sonuçlar irdelenerek örnek egzoz sistemi geometrisi ve tasarım parametreleri incelenerek düzeltici öneriler sunulmuştur.

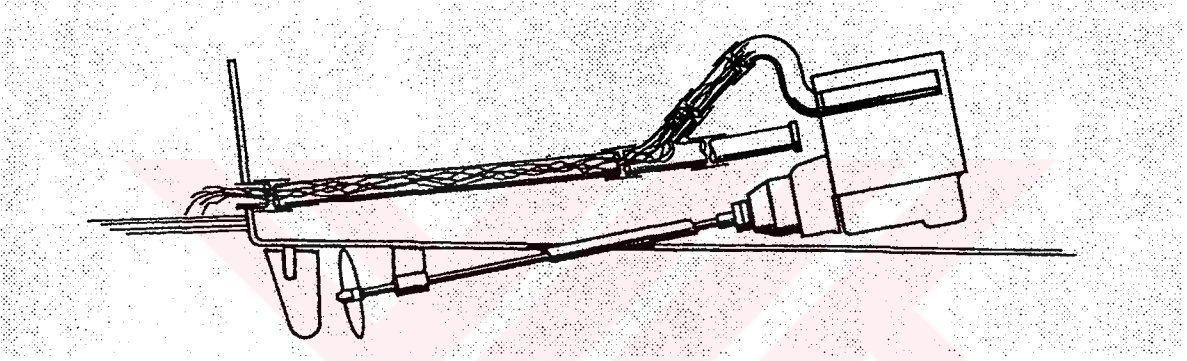


## 2. EGZOZ SİSTEMLERİ

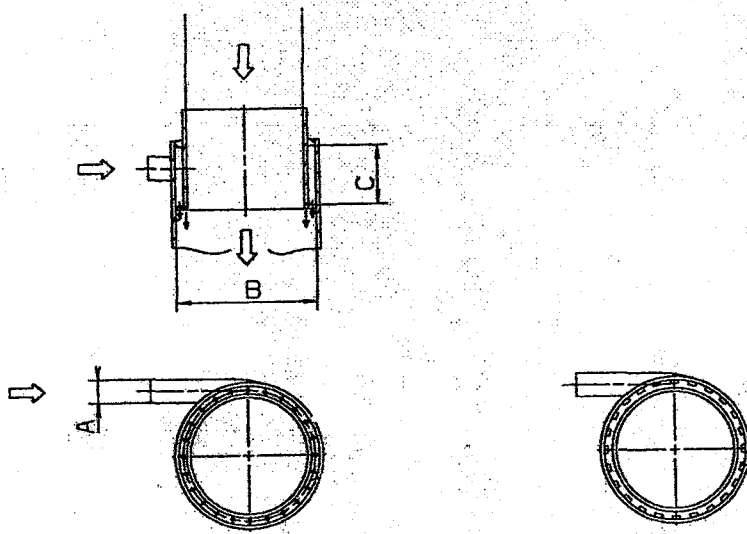
Gemilerde egzoz sistemleri yağ tip ve kuru tip olmak üzere genellikle iki farklı yapıdadır.

### 2.1 Yağ Tip Egzoz Sistemi

Egzoz, egzoz gazı ve ilgili sistem elemanının sıcaklığını düşürmek amacıyla, bir soğutma ceketini içerisine su verilmesi ve/veya suyun egzoz gazı akışı içerisine püskürtülmesi ile soğutulur. Su püskürtülmesi ile soğutma yapılan tipik bir yağ tip egzoz sistemi, Şekil 2.1’de, su püskürtücü ise Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Soğutma için gerekli su, makine veya devir düşürücü dişli kutusunun soğutma devresi çıkışından sağlanır. Makinenin çalışması esnasında akışı düzenlemek amacıyla, bir regülatör elemanı sistemde kullanılmalıdır (MTU, 1994).



Şekil 2.1 Tipik bir yağ tip egzoz sistemi (Caterpillar, 1997)



Şekil 2.2 Tipik egzoz gazına su püskürtücü (MTU, 1994)

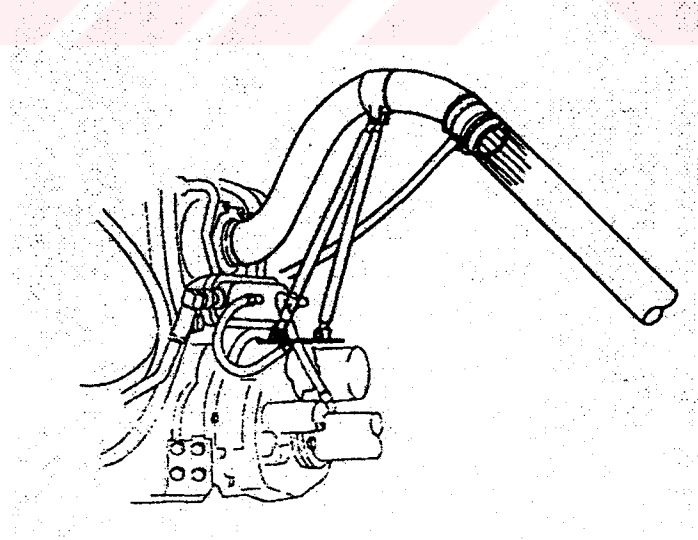
Su püskürtülmesi ile soğutma yapılan yaş tip egzoz sistemi, aşağıdaki özelliklerle nitelenir:

- Genellikle egzoz gazları, dizel motoru soğutma suyu ısı değiştiricisinin deniz suyu tarafında ısınan deniz suyuna karışır.
- Egzoz sisteminin parçacık ve yoğunlaşabilir/çözülebilir gaz emisyonları, atmosferik kirlenme ihtimalini düşürerek, egzoz gazından ayırır. Yalıtılmaya gerek duyulmayacak kadar sıcak (yalıtım gereksinimleri için Bölüm 3'e bakınız) egzoz boru devreleri, FRP veya lastikten yapılır.
- Egzoz gazları ve deniz suyunun buharlaşıp yoğuşan kısmı, teknenin hemen su kesimi hattından veya çok az altından dışarı atılır.
- Motorun egzoz çıkışı ile teknenin su kesimi arasındaki küçük yükselti nedeniyle egzoz sisteminden motora su yürümesini engelleyen bir sistemi tasarlamak zordur. Bu problemin üstesinden gelmek için bir çok patentli egzoz sistemi elemanı mevcut olup, en yaygın basit yöntemler egzoz yükselticisi ve su kaldıracı tipi susturucudur (Caterpillar, 1997).

### 2.1.1 Egzoz Yükselticisi

Yaş tip egzoz sistemlerinde, geri akış nedeniyle suyun motora yürüme ihtimalini asgari seviyeye indirmek için egzoz boru devresine motordan akış aşağı bir eğim vermek gerekir.

Egzoz yükselticisi, egzoz gazlarını kaldıran boru devresi olup, boru devresinden akış aşağı dik eğimlidir. Şekil 2.3'de basit bir egzoz yükselticisi görülmektedir.



Şekil 2.3 Egzoz yükselticisi (Caterpillar, 1997)



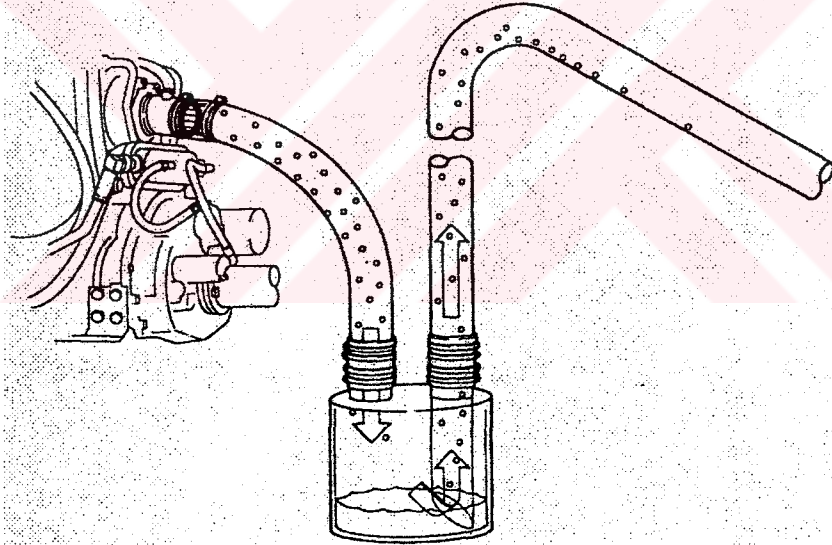
Yükselticiler, mahaldeki personeli yükselticideki egzoz gazının yüksek sıcaklığından yalıtılarak veya su ceketini vasıtasıyla korur. Deniz suyu, yükselticinin en üst kısmının akış aşağısına kadar püskürtülmez. Bundan dolayı yükselticinin yukarı doğru eğimli kısmı yalıtılmaz veya su ceketini ile soğutulmazsa tehlikeli biçimde ısınır.

Yükselticiler motorun şanzımanındaki titreşimden dolayı titrer ve bu nedenle titreşimleri teknenin bünyesine iletmemek amacıyla münferiden desteklenir.

### 2.1.2 Su Kaldırıcı Tipi Susturucu

Yaş tip egzoz sistemlerinde, geri akış nedeniyle suyun motora yürüme ihtimalini asgari seviyeye indirmek için kullanılan bir diğer eleman ise su kaldırıcı tipi susturucudur.

Su kaldırıcı tipi susturucular küçük, sızdırmaz tanklar olup makine dairesinde tekneye monte edilir. Tankların biri giriş diğeri çıkış olmak üzere iki bağlantısı mevcuttur. Dipte küçük bir gider bağlantısı da bulunur. Giriş bağlantısı yukarı veya yan taraftan tanka girer. Şekil 2.4'de tipik bir su kaldırıcı tipi susturucu görülmektedir.



Şekil 2.4 Su kaldırıcı tipi susturucu (Caterpillar, 1997)

Deniz suyu ve egzoz gazı karışımı tanka giriş bağlantısından girer ve tanktaki su seviyesi yükselir. Su yüzeyi, su seviyesi yükseldikçe boşalma borusuna giren gaz akış alanını giderek azaltır. Azalan akış alanı, gaz akış hızında büyük miktarda artışa neden olur. Boru devresine giren gazların yüksek hızı, sonunda suyu böler. Bölünen su, egzoz boru devresinin en üst yükseltisinde su damlacığı sisine dönüşür.

Eğer iyi bir tasarım uygulanmazsa egzoz geri basıncı limitlerin üzerine çıkar. Su kaldırıcı tipi susturucunun hemen akış aşağı kısmındaki borunun dikey kısmı, havalı taşıyıcı olarak yüksek egzoz gazı hızlarının çok ince bölünmüş deniz suyunu kaldıracığı noktaya kadar taşıyacak şekilde tasarlanır.

Su kaldırıcı tipi susturucu ile sistemin en yüksek yükseltisi arasındaki egzoz boru devresinin yukarı doğru eğimli kısmının çapı, egzoz gazı ve su damlacıkları karışımı hızının belirli bir değerin altına düşmemesini engelleyecek şekilde belirlenir. Bu hız sağlanamazsa, su damlacıkları havada asılı kalmaz. Su, su kaldırıcı tipi susturucunun haznesinden kitle olarak dışarı verilir. Böylece, susturucunun dışarı doğru olan boru devresinin yüksekliği kadar su sütununa eşit egzoz geri basıncı oluşur.

Su ve egzoz gazlarının ağırlığı ve sıcaklığı, katı olmayan egzoz boru devrelerinin sarkmasına veya biçiminin bozulmasına neden olur.

Eğer boru devresinin eğimi çok küçükse, su alçak kısımlarda toplanır ve egzoz gazı akışının tıkanmasına, dolayısıyla aşırı egzoz geri basıncı, duman, yüksek egzoz sıcaklığı ve sert vakalarda, zamansız motor arızalarına neden olur.

### **2.1.3 Yaş Tip Egzoz Sistemlerine Dalga Hareketi Sonucu Su Girmesinin Önlenmesi**

Teknenin egzoz çıkışına gelen dalgalar, egzoz sistemine su girmesine neden olabilir. Eğer dalgalar kuvvetli ise veya egzoz sistemi buna müsaade edecek şekilde tasarlanmış ise, deniz suyu makineye kadar yürüyebilir. Buna bağlı olarak türbinli doldurucu veya piston kilitlenebilir.

Makinenin egzoz sistemine giren dalgaların kinetik enerjisini zararsızca tüketmek için birkaç yol mevcuttur.

Rölantideki bir makineye su yürümesini engellemenin klasik metodu, makineyi kırılan dalgaların egzoz dirseği seviyesine ulaşamayacak şekilde, su kesiminden yeterince uzağa yerleştirmektir. Örnek bir yerleşim Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Makinenin su kesimine göre nispi yüksekliği sabit tutulur ve değiştirilmez ise, makineye su yürümesini engelleyecek şekilde egzoz sistemini tasarlamak mümkündür.

Böyle bir egzoz sisteminin özellikleri aşağıdakileri kapsar:

- Su kesimi ile egzoz boru devresindeki en yüksek nokta arasındaki yükseklik farkı çok küçük miktardaki suyun dahi makineye yürümesini engelleyecek şekildedir.

- Dalgalar egzoz devresine girse dahi, üzerlerindeki kinetik enerjiyi tüketecek bir metot. Dalgaların enerji tüketimi ne kadar etkin ise, aradaki yükseklik farkı o kadar az olur.

Şiddet haznesi, bir ucu kapalı olan ve makinenin hemen yanında bulunan egzoz boru devresinin bir koludur. Şekil 2.1’de egzoz kaldırıcısının hemen altındaki düz boru şeklindeki eleman bir şiddet haznesidir. Bir su dalgası egzoz boru devresine girer ve makineye yürürse, dalganın önündeki hava kütlesi şiddet haznesine doğru sıkışır. Şiddet haznesi içerisinde sıkışan hava tamponu, neredeyse tüm dalgaları dışarı doğru basar.

Egzoz devresinin tekneye bağlı olduğu kısımdaki bir valf, makine çalışmazken dalgaların egzoz boru devresine girmesine engel olur. Valf mekanizması, esnekliği koruma amacıyla herhangi bir sürmeli bağlantıya sahip olmamalıdır. Bu tip hareket, tuzlu su ve egzoz gazından havi bir atmosferde sorunlara neden olur. Kimyasal olarak eylemsiz özellikte bir plastikten yapılan esnek bir şerit dayanak amacıyla kullanılabilir.

#### **2.1.4 Egzoz Soğutma Suyu Devresindeki Valfler**

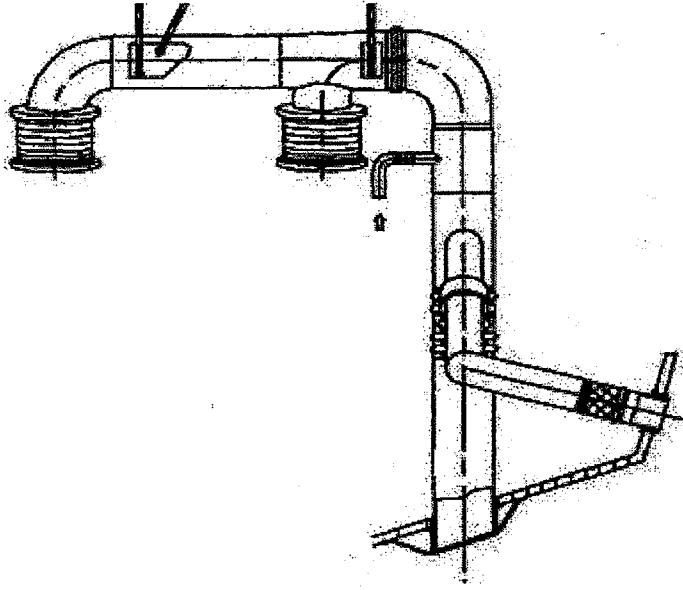
Makine çalışırken, her ne sebeple olursa olsun, egzoz gazı akışına püskürtülen soğutma suyu, kesintiye uğramamalıdır. Güvenilir bir soğutma suyu kaynağı yoksa, egzoz gazlarının yüksek sıcaklığı plastik veya lastik egzoz borularında, kötü sonuçlara neden olabilecek ağır ve ani hasarlar ortaya çıkarabilir.

Bu nedenle, egzoz soğutma sistemini elde olmayan kayıplardan korumak için, su ile soğutulan egzoz rakorlarına soğutma suyu sağlayan devrelerde, kapatma valfi veya benzer valfler kullanılmamalıdır.

#### **2.1.5 Siperlik**

Egzoz sisteminin su altına çıkışı varsa, çıkışın su altındaki derinliği kadar bir hidrostatik basınç dinamik basınca ilave olarak karşımıza çıkar. Bu hidrostatik unsuru yenmek amacıyla, teknenin egzoz çıkışına (Şekil 2.5) bir siperlik yerleştirilir.

Siperlik, geminin düşük süratlerde seyri esnasında daha az etkilidir. Bu nedenle, su kesimi üzerinde ilave bir egzoz çıkışı bulunması tavsiye edilir (MTU, 1994).



Şekil 2.5 Örnek siperlik (MTU, 1994)

## 2.2 Kuru Tip Egzoz Sistemi

Kuru tip egzoz sisteminde, egzoz gazına maruz devrelerin parçaları  $650^{\circ}\text{C}$ 'yi aşan sıcaklıklara ulaşabilir. Bu nedenle gerekli yalıtımın yapılması gerekir.

Makine monte edildikten sonra uygun giderler, yağmur kapakları veya kuru egzoz devresinden makineye yağmur suyu veya deniz suyu serpintisi girmesini engelleyecek diğer araçlar sağlanır. Egzoz devresinin akışa sahip uzun kısımları, nemin akmasını sağlayacak kapanlara sahip olur. Devrenin egzoz çıkışının yakınındaki en alçak noktasına yerleştirilecek kapanlar, yağmur suyunun makineye yürümesini engeller.

Makineden ve susturucudan kapana doğru egzoz devresine eğim vererek yoğunlaşmanın akması sağlanır.

Kapanlar, devredeki t şeklindeki bir kısma, gider musluğuna sahip dikey bir borunun yerleştirilmesiyle yapılır.

Egzoz çıkışındaki borunun son kısmına aşağı doğru eğim verilerek boruya yağmur suyu veya serpinti girmesi önlenebilir. Alternatif olarak, dikey bir egzoz borusuna bir çeşit yağmur kapağı da yerleştirilebilir.

Egzoz bacaları, makine egzozunun, gemi üst binası etrafındaki rüzgar akımı nedeniyle hava türbülansından yeteri kadar yükseğe boşaltılmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Egzoz ürünleri nedeniyle tıkanan makinenin hava temizleyicileri, türbinli doldurucular ve son

soğutucular makinenin arızalanmasına neden olur.

Susturucular ve kuru tip egzoz sistemine ait diğer büyük elemanlar, en etkin çalışacağı şekilde makine dairesinin dışına yerleştirilmelidir. Bunun nedeni, makine daireleri havalandırma sistemi yükünü azaltmaktır.

### 2.2.1 Esnek Bağlantılar

Egzoz boru devresi, esnek bağlantılar yardımıyla makineden yalıtılmalıdır. Bağlantılar, makinenin egzoz çıkışına mümkün olduğunca yaklaştırılmalıdır. Bir esnek egzoz bağlantısı, üç ana işleve sahiptir:

- Egzoz borusunun ağırlığını, mümkün olduğunca makineden uzaklaştırmak,
- Egzoz sistemi elemanlarından aşırı titreşim sonucu ortaya çıkacak yorulma gerilmesini kurtarmak,
- Egzoz sistemi elemanları üzerindeki referans noktaları arasında nispi kaymaya imkan vermek. Bu kaydırmanın bir çok nedeni vardır. Sıcaklık değişimleri nedeniyle esneme ve kasılmalar veya herhangi bir yapının ömrü boyunca süregelen sürünme süreci bu nedenler arasındadır.

Aşırı titreşim gerilmelerinden kaçınmak açısından yumuşaklık veya esneklik çok önemlidir. Esnek bağlantılar, belirsiz süre dayanabilmek amacıyla uzun yorulma ömrüne sahip olmalıdır. Yumuşaklık, titreşimin bağlantı ötesine iletilmesini önler. Yorulma dayanımı, titreşim veya geri döngü gerilmeleri nedeniyle kırılmasını önler.

Eksenel hareketi dengeleme amaçlı esnek bağlantılar, hareket edecekleri geniş yelpazenin kısıtlanmaması amacıyla, ön yüklenme yapılarak, devreye yerleştirilir.

Egzoz boru devrelerinin büyüme ve küçülmesi hesaba katılmalıdır, aksi takdirde egzoz boru devresi ve destek elemanları üzerinde aşırı yüke neden olacaktır. Uzun kuru egzoz boruları, genişleme veya kasılma nedeniyle ağır gerilimlere maruz kalır. Çelik egzoz borular, soğuk durumundan her 100°C sıcaklık artışında 0,11 mm/m genişir. Bu, 35°C'den 510°C sıcaklığa artışta metrede 52 mm demektir.

Uzun egzoz boruları, aralarında esnek bağlantılar olmak üzere parçalara bölünmelidir. Her bir parçanın bir ucu sabitlenirken diğer ucunun genişlemesine müsaade edilmelidir.

Esnek boru bağlantılarının genişleme ve yalıtkan içerisinde serbestçe hareketine müsaade edilecek şekilde yalıtılması önemlidir. Bu ise, esnek boru bağlantısının yumuşak malzeme

veya yalıtılmamış rakor ile kaplı olmasını gerektirir.

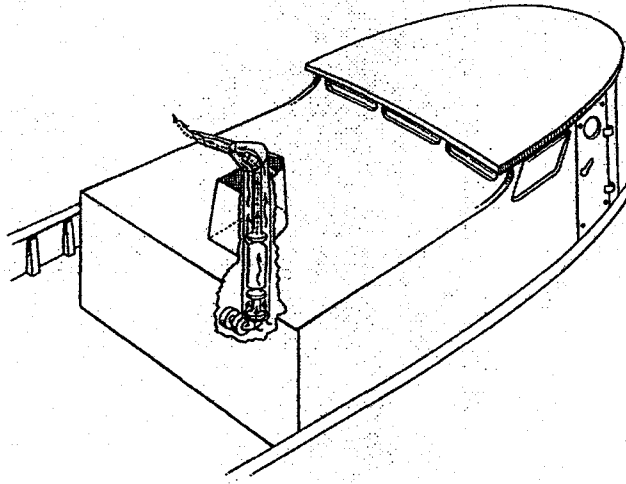
### 2.2.2 Kuru Tip Egzoz Sistemi Boru Destek Elemanları

Borular ile tekne yapısı arasında esnek destek elemanları ile sabitlenen boru devreleri, personel için daha sessiz ve rahat bir ortam sunar. Bu açıdan, egzoz boru devrelerinde esnek bağlantı elemanları ve askıları kullanmak önemlidir.

### 2.2.3 Egzoz Ejektörü-Kendinden Havalandırma

Kuru tip egzoz sistemine haiz çoğu küçük gemide, makine egzozundan makine dairesinin havalandırması amacıyla yararlanılır. Egzoz gazlarının normalde işe yaramayacak kinetik enerjisinden yararlanmak amacıyla bu sistem, egzoz gazı akışına eşit havalandırma havasını dışarı çıkarır.

En iyi çözüm için hava girişi makine dairesinin zeminine yakın açılarak soğuk hava girişi sağlanır. Soğuk hava ortamdaki sıcak yüzeyleri soğutarak makinelerin üzerinden makine dairesi üst kısmına yönelir. Egzoz ejektörü, egzozun atmosfer çıkışından hemen önce yerleştirilerek egzoz geri basıncı oluşturması önlenir. Bacada egzoz gazı ile sıcak havanın karışmasından sonraki mevcut olabilecek herhangi bir kıvrım, sistem performansını ciddi bir şekilde etkileyecektir. Bundan başka, makine egzozu, baca boyunca, egzoz boru devresi içerisinde akarsa, egzoz bacası daha soğuk ve daha temiz olacaktır. Dışarı verilen havalandırma havası, egzoz gazı ile karıştığı noktaya kadar bacayı soğutacaktır. Tipik bir egzoz ejektörü Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Tipik egzoz ejektörü (Caterpillar, 1997)



Egzoz ejektörü, en çok bir adet tahrik makinesine sahip gemilerde etkindir. Çok tahrik makineli sevk sistemlerinde, bir makine düşük yükte çalışıyorsa, ejektör hava akışı terse dönerek daha yüksek yükte çalışan makine egzozunu makine dairesine yönlendirebilir.

#### 2.2.4 Susturucu

Tüm içten yanmalı makineler, kimi diğerinden daha fazla olmak üzere gürültü üretirler. Gürültü, hava gibi elastik bir ortamdaki mekanik titreşimlerin sonucu olarak ortaya çıkar (MAN B&W). Gürültünün şiddeti ve büyüklüğü, emme havasının doğal veya süper dolgulu olması, üretilen güç, süpürme, yakıt tipi, iki veya dört zamanlı olması gibi makinenin özelliklerine bağlıdır.

Gürültünün ana kaynakları arasında makinenin emme ve egzozu ağırlık kazanır.

Makine gürültüsünü kontrol etmek amacıyla emme ve egzoz devrelerine susturucu yerleştirmek en yaygın uygulamadır (E.I. Williams).

Daha detaylı inceleyecek olursak; bir dizel makinenin her bir silindirindeki egzoz süreci sonucu yayılan darbeli akış, egzoz sisteminde atmosfer basıncından daha büyük değerlere sahip basınç dalgaları oluşumuna neden olur. Bu, makine devri ve yüküyle değişir.

Yüksek devir ve yüklerde, egzoz devresi, atmosfer basıncından oldukça yüksek değere sahip basınca maruz kalır. Bu basınç dalgaları, yüksek bir hız ve rahatsız edici bir gürültü ile hareket eden egzoz gazına izafi olarak ses hızı ile yayılır.

Gürültü oluşumunu bir diğer şekilde tarif edebiliriz. Egzoz borusunun atmosfer çıkışında, krank dönme sayısının yarısına eşit frekansta (dört zamanlı motorlarda) egzoz titreşimleri oluşur. Bu frekansa yanma frekansı (F) denir. Egzoz gürültüsü bu F frekansında ve katlarında oluşur. Bu yüzden bu frekansa temel frekans da denir.

Genel olarak yanma gürültüsü 300 Hz'den düşük bantta ve akış gürültüsü ise 500 Hz'ten büyük bantta bulunur. Akış gürültüsü, düzensiz akışın akustik alana belli bir enerjiyi iletmesi sonucu oluşur. Durgun laminer akışlar ses üretmez. Çok yüksek motor hızlarında egzoz gazı debisi o kadar yüksek olmaktadır ki akış gürültüsü egzoz gürültüsünün en büyük kaynağı haline gelmektedir. Sonuç olarak egzoz sistemlerinde akış gürültüsü, yerel akışın gelişerek hem gelişmiş türbülansa hem de akış dengesizliklerine dönüştüğü bir ortalama düzgün akış olması sonucu oluşur.

Uygun bir şekilde tasarlanan egzoz susturucusu, bu egzoz gürültüsünü susturmayı amaçlar.

Susturmanın temelleri fiziğin birkaç kuralı ile anlaşılabilir. Belirli bir sıcaklığa sahip gazdaki ses hızı, basınç ve özgül ısının (sabit basınç ve sabit hacimdeki) oranlarının karekökü ile doğrudan orantılı ve gazın yoğunluğunun kareköküne ters oranlıdır. Sıcaklık değiştiğinde sıcaklık ve gazın ısıl genleşme katsayısının ürünü olan diğer bir karekök kuralı ile ilişkili olduğundan ötürü hız da değişir.

Makineler için, susturucu üreticileri tarafından kullanılan birkaç susturma teknolojisi mevcuttur. Akış hattında mevcut delikli borulardan oluşan “kısmı” tipi susturucu, geniş bir frekans bandında ve küçük ebatlı bir yapı ile iyi seviyede susturma sağlar, ancak basınç kaybı yüksektir.

Delikli boruların çevresine mineral yün kaplanarak elde edilen “gürültü emici” tip susturucu düşük basınç kaybına sahiptir, ancak boyutu büyük olmadıkça düşük frekanslarda etkili değildir.

“Genişleme odası” tipi susturucu orta seviyede basınç kaybı ile geniş bir frekans bandında susturma sağlar, ancak oda ve borularda oluşan rezonans nedeniyle ses azaltma spektrumunda bazı yetersizlikler oluşur (Svensson, 2005).

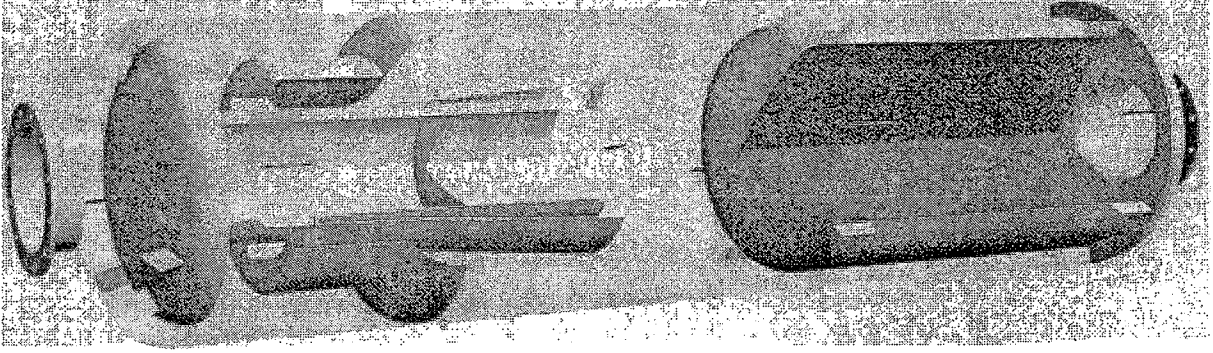
Yan kollara sahip “Helmholtz” susturucusu düşük bir basınç kaybı sunarken, daha dar bir frekans bandında bazen oldukça büyük seviyede düşük frekansta ses azaltımı sağlar. Temel olarak büyük bir hacme sahip oda içerisinden geçen egzoz borusundan oluşur.

Oda ile çevrili egzoz borusu üzerindeki aksenal delikler, gazların odadaki büyük kütleyle sahip gazlar ile titreşime girmesine (bir yay-kütle titreşim sistemi oluşturmasına) ve aynı frekansta, ancak sıfırlayacak şekilde ters fazda (ters gürültü) gürültü oluşturur.

Bunu başarmak için, susturucunun hacmi, makine piston hacmi ile orantılı ve makine devri ve silindir sayısının karekökü ile ters orantılıdır. Susturucu boyunun susturucu çapına oranı ( $l/d$ ) genellikle 4:1 ile 8:1 arasındadır.

Küçük  $l/d$  oranına sahip susturucular, dar bir frekans bandındaki gürültüyü azaltırken, büyük  $l/d$  oranına sahip susturucular daha düşük seviyede ancak geniş bir frekans bandında gürültüyü sustururlar. Egzoz sisteminin egzoz gazını susturmadaki başarısı, egzoz borusunun susturucuya kadar olan kısmının uzunluğunun susturucudan sonraki kısmının uzunluğu ile oranına bağlıdır. Susturucudan sonraki kısmın uzunluğu büyüdükçe başarı artar (Halem, 2002).





Şekil.2.7 Susturucu (Svensson, 2005)

Gelişmiş susturucu performansı elde etmek için farklı susturma teknolojileri birleştirilebilir. Şekil 2.7’de görülen susturucu da, gürültü emici tip ve genişleme odası tipi susturucu teknolojilerinin birleştirilmesiyle elde edilmiştir. Özellikle küçük ve orta boyuttaki makineler için genişleme odası içerisine gürültü emici maddeler yerleştirilerek elde edilmesiyle bu tip susturucular, verimli ve ekonomiktir. Genişleme odası teknolojisindeki spektrum yetersizlikleri azaltılmış ve yüksek frekanslardaki ses azaltımı daha etkin bir hale getirilmiştir (Svensson, 2005).

### 2.2.5 Kızıl Ötesi İz Bastırma Sistemi

Çoğu modern savaş gemisi, kızıl ötesi güdümlü su üstü mermilerince geminin tespitini azaltmak amacıyla, kızıl ötesi iz bastırma yöntemlerinden bir veya bir kaçını kullanırlar (Birk ve Davis, 1988). Egzoz gazı sıcaklığının ve dolayısıyla kızıl ötesi iz seviyelerinin yüksek olması, kızıl ötesi iz tespiti ile hedefe kilitlenen güdümlü mermiler için kolaylık sağlamaktadır. Savaş sahnesinde değerli harp unsurları olan gemilerin, bu tip güdümlü mermiler tarafından hasar görmemesi amacıyla kızıl ötesi izlerinin, dolayısıyla çevre sıcaklığı ile geminin dış yüzeyi sıcaklık farkının eksi artı beş dereceden fazla olmaması gerekmektedir.

Bir geminin kızıl ötesi izleri iki ana birleşenden oluşur: İç ve dış kaynak. İç iz üretimi makine ve diğer cihazlardan dışarı verilen ısı, makine egzoz ürünleri, havalandırma sistemlerinden verilen atık hava ve ısıtılan iç mahallerin ısı kayıplarıdır.

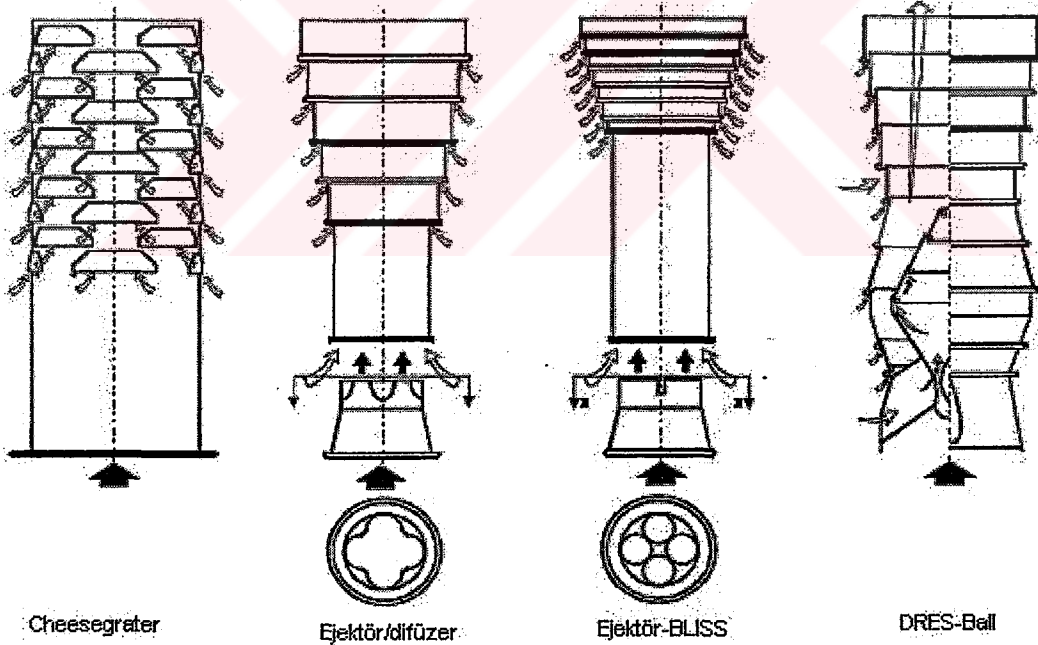
Kızıl ötesi iç ana kaynağı, platformdaki ana tahrik ve elektrik üretimi amaçlı ana makinelerdir. Isıtılan camlar, silah sistemleri ve diğer cihazlarca üretilecek kızıl ötesi iz ana makine tarafından üretilen ize kıyasla çok düşüktür (Birk ve Davis, 1988).

İz üreten dış kaynaklara örnek güneş radyasyonu ile teknenin ısınmasıdır. Kızıl ötesi izlerin başarılı bir şekilde azatılması için; hem iç hem de dış kaynakların değerlendirilmesi gerekir (NATO, 2004).

Egzoz gazı sıcaklıkları 400-500°C olduğundan, egzoz gazı devreleri 300-400°C sıcaklığa ulaşırlar. Çoğu kızıl ötesi iz bastırma yöntemi 4 seviyeli sisteme göre organize edilmiştir. Temel seviyeler; (1) bastırma olmayan, (2) görünen baca metalinin ve bacanın soğutulması, (3) egzoz kanallarının, bacanın ve egzoz gazının 250°C'a kadar soğutulması ve son olarak da, (4) egzoz kanallarının, bacanın ve egzoz gazının 150°C'a kadar soğutulmasıdır.

Hangi seviyenin uygulanacağına verilecek karar, tehdit ve sistem maliyetine bağlıdır. Çoğu modern savaş gemisi ikinci veya üçüncü seviyeye göre inşa edilmiştir. Halen tasarım aşamasında olan gemiler dördüncü seviyeye göre inşa edilecektir.

Şekil 2.8'de günümüzdeki dört popüler kızıl ötesi iz bastırma sistemi cihazları görülmektedir. Bu dört cihazın her biri, metal kanal etrafında soğuk bir hava filmi oluşturarak bastırma yapmaktadır. Soğutulan metalin sıcaklığı, ortam sıcaklığının 20 – 30 °C yukarısındadır.



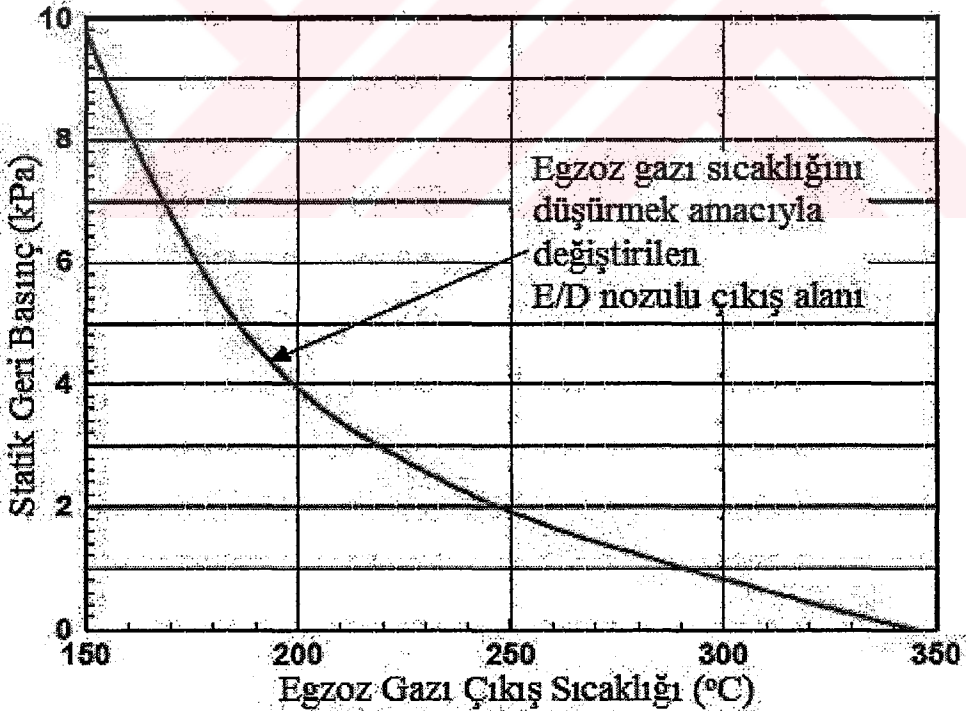
Şekil 2.8 Popüler kızıl ötesi iz bastırma sistemleri (Birk vd., 1998)

Her bir cihazın soğutma yöntemi bir diğerinden oldukça farklılık göstermektedir. Birleşik Krallık cheesegrater cihazı, egzoz gazını değil metali soğutur. Bu nedenle cihaz, egzoz gazına soğutma amacıyla az miktarda soğutma havası kütle akışı sağlar. Sistemdeki soğutma havası

fanlar ile sevk edildiğinden fanların durdurulması durumunda egzoz gazlarının makine mahallerine dolma riski ortaya çıkar. Birleşik Devletler ejektör-BLISS cihazı, hem metal hem de egzoz gazı için soğutma havasını karıştırma haznesi ve difüzör tarafında düzenler. Kanada ejektör/difüzör ve DRES-ball sistemleri de benzer olarak soğutma havasını metali ve gazları soğutma amacıyla düzenler. DRES-ball cihazı, sıcak egzoz gazlarının yukarıdan görüntüsünü de tamamen bloke ederek ikinci bir avantaj sağlamaktadır.

Tüm kızıl ötesi iz bastırma sistemi cihazlarının makinenin geri basıncı üzerinde etkisi olacağı da göz önünde bulundurulmalıdır. Geri basınç oluşturmayacak cihazlardan bahsedilebilir, ancak bu cihazların ortalama egzoz sıcaklığı yüksek olacaktır. Ejektör/difüzör cihazının geri basınca etkisi Şekil 2.9'da görülmektedir.

Kızıl ötesi iz bastırma seviyesinin artırılması ile cihazın geri basınç değerleri de dikkat artacaktır. Düşük egzoz sıcaklıklarına ulaşırken aynı zamanda makinelerin kabul edilmez kayıplarından (geri basınç) kaçınmanın yollarından biri, makine egzozuna deniz suyu püskürtmesi uygulamaktır. Küçük dizel egzoz devrelerinde su püskürtülmesi nispeten yaygın iken gaz türbini dikey egzoz devresinde uygulaması pek yaygın değildir.



Şekil 2.9 Ejektör/difüzör cihazının geri basınca etkisi (Birk ve Davis, 1998)

Su püskürtmesi yöntemiyle egzoz gazlarının soğutulmasında, gazların doğrudan soğutulmasının yanında soğutulmuş gazların temas ettiği yüzeylerin de soğutulması sağlanmaktadır. Sistem çalışırken ve geri basınç azalırken makine daireleri ve iç mahallerdeki ısı yükü de büyük oranda azaltılmıştır.

Ejektör/difüzör sistemine nazaran su püskürtmesi uygulanan yeni sistemde kademeli nozullar yer almaktadır. Böylelikle, egzoz gazı sıcaklığına göre bir veya daha fazla kademe devreye alınarak etkin bir soğutma yapılmaktadır. Aynı zamanda, klasik ejektör/difüzör sisteminde performansı arttırmak amacıyla geri basıncın yükseltilmesi gerekirken, su püskürtmesi uygulanan yeni sistemde böyle bir şey söz konusu değildir. Yeni sistemde gerekli olan yeni uygulama, fazla suyun belli bir yerde toplanarak gemi dışına atılmasıdır (Hiscoke).

### 2.2.6 Egzoz Geri Basıncı

Egzoz gazı, egzoz sisteminde ilerledikçe sürtünme direncine tabi kalır. Bu da, makinenin türbinli doldurucu çıkışında geri basınca neden olur.

Egzoz gazı geri basıncının makine üzerinde olumsuz bir çok etkisi vardır. Aşırı egzoz geri basıncı, oluşacak yüksek sıcaklık dolayısıyla, egzoz valfları ve türbinli doldurucu ömrünü kısaltacak ve yakıt tüketiminin artışına neden olacaktır (Caterpillar, 1997).

Egzoz devreleri tasarlanırken makine üreticisinin belirlediği egzoz geri basıncı değerinin aşılmaması gerekir. Hatta, bu değerden ne kadar düşük bir geri basınç sağlanırsa makine egzoz gazı çıkışı o kadar kolay olacak, makine egzoz çıkışı ve egzoz devresi üzerinde bulunan elemanlar egzoz işleminden o kadar az etkilenecektir.

Egzoz geri basıncını düşük tutmak amacıyla, egzoz boru devresinin yeterli iç çapına sahip olması ve devre üzerindeki kıvrım/dirseklerin sayısının asgari sayıda tutulması gerekir. Devre üzerindeki susturucu ve kızıl ötesi iz azaltıcı gibi büyük elemanlardan sonra, basınç kaybının en fazla olduğu elemanlar dirsekler olduğundan, dirseklerin yarı çapının, boru yarı çapının en az bir buçuk katı kadar olması sağlanmalıdır.

### **3. EGZOZ SİSTEMLERİ ULUSAL VE ULUSLAR ARASI KURALLARI VE ASKERİ STANDARTLARI**

Ana tahrik sistemi elemanlarının kendi bünyesinde bir eleman olmayan egzoz sistemi nedeniyle olumsuz yönde en az etkilenmelerini sağlamak ve egzoz sisteminin çevresindekilere ve personele zarar vermesini önlemek üzere ulusal ve uluslar arası kurallar ve askeri standartlar mevcuttur.

Klaslama kuruluşlarının kuralları, özellikle personelin emniyeti açısından sistem, cihaz ve malzemelerde dikkat edilmesi gerekenleri kapsar. Askeri standartlar ise, personelin emniyeti olduğu kadar geminin savaşabilirliğini sürdürebilmesi için gerekenleri de içerdiğinden daha kapsamlıdır.

Bu kurallar ve standartlar aşağıda verilmiştir.

#### **3.1 Türk Loydu Makine Kuralları**

Bu kurallar Türk Loydu (1999)'da yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

##### **-EGZOZ GAZI DEVRELERİ**

##### **-1. BORU DÖŞENMESİ:**

-1.1. Motorların egzoz gazı devreleri, yapısal yangından korunma bakımından birbirlerinden ayrı döşenir. Diğer tertipler onaya sunulmalıdır. Aynı hususlar kazan egzoz gazı devreleri için de geçerlidir.

-1.2. Devreler döşenirken ve askıya alınırken ısı genleşme göz önüne alınır

-1.3. Egzoz gazı devrelerinin su seviyesine yakın dışarı çıktığı yerlerde, motorlara suyun girmesi önlenmelidir

##### **-2. SUSTURUCULAR**

-2.1. Motor egzoz devrelerine etkin susturucular takılır

-2.2. Susturucuların iç kısmının muayenesi için gözetleme deliği veya benzer tertibat öngörülür.

##### **-3. SU GİDERLERİ**

Egzoz devrelerine ve susturuculara, yeterli büyüklükte uygun giderler konur



#### -4. YALITIM

Makine mahalleri içindeki egzoz devresinin yalıtımı için Bölüm 12, B.4.1'e bakınız.

#### -BÖLÜM 12 B.4.1

220°C 'ın üzerinde yüzey sıcaklığına sahip olan tüm parçalar, örneğin buhar, ısı iletici sıvı ve egzoz gazı boru devreleri, egzoz gazı ile çalışan kazanlar, susturucular, türbinli doldurucular ve benzerleri, etkin bir şekilde yanmaz malzemelerle yalıtılmalıdır. Yalıtım malzemesi, yağ ve akaryakıt emmeyecek türde olmalıdır. Sac ile veya kabul edilebilir sert bir malzeme ile kaplamak suretiyle, emilmeye karşı etkin koruma elde edilmelidir. Yalıtkan malzeme, titreşim nedeniyle çatlamayacak ve bu cinsten hasarlar meydana gelmeyecek şekilde olmalıdır.

#### 3.2 Alman Loydu Makine Kuralları

Alman Loydu (Germanischer Lloyd, 2002), Türk Loydu ile aynı kurallara sahiptir.

#### 3.3 Norveç Loydu Kuralları

Bu kurallar Det Norske Veritas (2003)'de yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### B 400 EGZOZ SİSTEMLERİ

401 Tüm egzoz sistemleri, makine ve geminin riske sokulmadan, güvenli bir şekilde doğru olarak çalışmasını sağlayacaktır.

402 Egzoz sistemleri egzoz gazlarının insanlı mahallere, iklimlendirme sistemlerine ve yanma havasına karışmasını asgari seviyeye indirecek şekilde olacaktır. Egzoz sistemleri hava yastıklı gemilerde hava girişine yönlendirilmeyecektir.

403 Egzoz gazlarının su kesimi civarına boşaltıldığı teknelerde devreler, mahallin su ile dolmasını veya makine egzoz manifolduna girmesini engellemek amacıyla, erozyon/korozyona mukavim klapelerle veya tekne sacı üzerinde veya devre çıkışında ve kabul edilir aparatlarla donatılacaktır. Klapelerden başka kapalı bir sürgülü valfi veya su kesiminin oldukça üzerinde bir deve boyunlu devre de kullanılabilir.

404 Gaz türbini makine egzozu, personelin girdiği alanlardan sıcak egzoz gazlarını uzak tutacak şekilde yerleştirilecektir.

405 Giderler ihtiyaç duyulan yerlerde kullanılacaktır.

406 Su kesiminin yukarısında egzoz devresi paslanmaz çelikten imal edilecek ve et kalınlığı 2,0 mm' den ince olmayacaktır. Su kesimi altında egzoz devresi paslanmaz çelikten imal edilecek ve düşük karbon seviyeli krom-nikel ve molibden alaşımından imal edilecektir. Paslanmaz çelikten başka malzeme kullanıldığında et kalınlıkları değişecektir.

407 Perde geçişlerinden veya tekne yapısından geçen egzoz devreleri perde geçişi veya tekneden ısı olarak yalıtılacaktır.

Sandviç yapılarda azami sürekli çalışma sıcaklığı 80 °C olacaktır.

Yüzde 3' ten fazla magnezyum içeren 5000 serisi alüminyum alaşımlarında, korozyon ve gerilim korozyonu 65 °C 'nin üzerindeki sıcaklıklarda tehlikeli bir duruma gelebilir.

408 Egzoz devrelerindeki genleşme elemanları uygun şekilde ayarlanacak, doğrultulacak ve kelepçelenecektir. Diğer yapılara, özellikle GRP ve/veya alüminyuma, yeterli mesafe bırakılacaktır.

409 Egzoz devreleri, bağlantı elemanları ve flanşları yalıtılacaktır.

410 Alüminyum alaşımları düşük mekanik özelliklerinden dolayı 150 °C 'den yüksek sıcaklıklara uzun süre maruz bırakılmamalıdır.

### 3.4 İngiliz Loydu Savaş Gemileri Kuralları

Bu kurallar Lloyd's Register (1999)'da yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### 4.4 Hava Emiş ve Egzoz Kanalları:

4.4.1 Hava emiş ve egzoz devreleri, türbin imalatçısının tasarım isterlerini karşılayacaktır. Emme ve egzoz sistemleri boyunca akış durumu koşullarına azami seviyede dikkat sarf edilecektir. Aşağıdaki maddeler uygulanabildiği kadar uygulanacaktır.

4.4.6 Çok makineli sevk sistemlerinde çalışmayan bir gaz türbini ünitesinde hava sirkülasyonunu önlemek amacıyla şekilde münferit hava emiş ve egzoz devreleri bulunacaktır.

4.4.7 Egzoz devreleri, geminin normal hareketleri ve atmosfer şartlarında makine mahalleri, iklimlendirme sistemleri ve hava emiş devrelerine egzoz gazlarının boşalmasını önleyecek şekilde yerleştirilecektir.

4.4.8 Egzozun su kesimi yakınına verildiği durumlarda deniz suyunun gaz türbinine doğru girmesini önleyecek şekilde tedbirler alınacaktır. Egzozun su püskürtülmesiyle soğutulduğu

durumlarda, egzoz devreleri kendinden gemi dışına doğru gidere sahip olacaktır. Erozyon/korozyona dayanıklı kapama klapeleri veya benzer cihazlar, makine mahallerine su dolmasını önlemek amacıyla tekne yapısı üzerine veya devrenin en ucuna uygun şekilde yerleştirilecektir.

#### 4.8. Isıl Yalıtım

4.8.1 220°C'den fazla yüzey sıcaklığına sahip gaz jenaratörü, güç türbini ve egzoz çıkışları gibi yüzeyler uygun şekilde yalıtılacak ve sarılarak yangın riski azaltılacak ve çevredeki cihazlara ısı olarak zarar vermesi önlenecektir.

#### 8.6 Egzoz Sistemleri

8.6.1 Egzozun su kesimi yakınına verildiği durumlarda, deniz suyunun makineye doğru girmesini önleyecek şekilde tedbirler alınacaktır. Egzozun su püskürtülmesiyle soğutulduğu durumlarda, egzoz devreleri kendinden gemi dışına doğru gidere sahip olacaktır. Erozyon/korozyona dayanıklı kapama klapeleri veya benzer cihazlar, makine mahalleri veya makine egzoz manifolduna su dolmasını önlemek amacıyla, tekne yapısı üzerine veya devrenin en ucuna uygun şekilde yerleştirilecektir.

8.6.2 Her bir makinenin bağımsız egzoz sistemi bulunacaktır.

8.6.3 Egzoz sistemi yerleşimi, makine mahalleri, iklimlendirme sistemleri ve hava emiş devrelerine, egzoz gazlarının boşalmasını önleyecek şekilde olacaktır. Hava yastığı emişlerine verilmeyecektir.

8.6.4 Egzoz sistemi tasarımı, makine kullanılmadığı durumlarda deniz veya yağmur suyunun egzoz kanallarından girerek, makine parçalarına zarar vermesini önleyecek şekilde olacaktır. Gider yerleşimi, giderin potansiyel korozyon meydana getirici doğasından dolayı, bir tanka uygun şekilde boşalmasına imkan tanıyacaktır.

8.6.5 Egzoz sistemleri yaşam mahallerinden geçmeyecektir.

8.6.6 Egzoz sistemi, makine işletim şartları ve gemi yapısının esnekliği nedeniyle oluşacak ısı gerilmeler ve devrelerin hareketine, uyum sağlayacaktır.

8.6.7 Egzoz devreleri ve susturucuları kanallar içerisinde yanmamış yakıtın toplanma riskini asgari seviyeye indirecek şekilde tasarlanacak ve yerleştirilecektir.

8.6.8 Egzoz devreleri ve ilgili cihazların tasarımı özellikle kurum temizlenmesi için belirtilen



noktalar dışında kuru toplanma riskini asgari seviyeye indirecek şekilde olacaktır. Denetim ve erişim açıklıkları sağlanacaktır.

### 3.5 ABD Sahil Güvenlik Kuralları

Bu kurallar USCG (2000)'de yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### MSC DİZEL MAKİNE EGZOZ SİSTEMLERİNİN KONTROLÜ

Egzoz manifoldu su ceketli veya makine çalışırken çalışan bir pompa tarafından basılan soğutma suyu ile donatılacaktır. Alternatif olarak, makineye 9 inç mesafe dahilinde bulunan ahşap aksam da yalıtılmalıdır.

##### -Yaş devre yerleşimi

Yaş egzoz sistemi devreleri korozyona mukavim malzemedен imal edilecektir.

Soğutma suyu egzoz devresinin makineye mümkün olduğunca yakın kısmına püskürtülecektir.

Suyun makineye yürümesini engellemek amacıyla terminaller yerleştirilecektir.

Boru devresinin su püskürtülen kısmı yalıtılacaktır.

Eğer egzoz soğutma suyu boşaltımı gözlenemiyor veya soğutma suyu kaynağı makine soğutma suyundan farklı ise, soğutma suyu yetersiz akış alarmı veya yüksek egzoz sıcaklığı alarmı bulunacaktır.

##### -Kuru tip egzoz yerleşimi

Yatay kuru devreler yaşam veya istirahat mahallerinden geçirilmeyecektir.

En yüklü su kesiminin yukarısında terminaller yerleştirilecektir.

Kıça yerleştirilen terminal tekmeden mümkün oldukça dışarı verilecektir.

Kuru devreler yalıtılacaktır.

Kıvılcım tutma amacıyla aparat sağlanacaktır.

Esnek metalik hortumlar esneklik gerektiren, kısa devrelerde kullanılacaktır. Çift kelepçeli, metalik olmayan esnek hortumlar yaş, kısa devrelerde kullanılabilir.

Su geçirmez perdeden egzoz devresi geçmesi durumunda su geçirmez bütünlük sağlanacaktır.

Kuru devreli sistemlerde, perde geçişlerde yanmaz dolgu malzemeleri kullanılacaktır.

Yanmaz askı elemanları ve takozlar destek amacıyla kullanılacaktır.

### **3.6 Amerikan Gemileri Teknik Dokümanı**

Bu kurallar NSTM (1999)'da yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### **233-4.4 EGZOZ GERİ BASINCI**

233-4.4.1 Yüksek değerlerde egzoz geri basıncı zararlıdır ve aşağıdakilere sebep olur:

- a. Yüksek egzoz sıcaklıkları,
- b. Yanma havası için daha az hava,
- c. Kirli egzoz gazı,
- d. Daha düşük güç.

233-4.4.2 Egzoz sistemi, egzoz geri basıncını tasarım değerlerinden düşük seviyelerde tutmak için gereksiz sınırlamalardan arındırılacaktır.

#### **234-5.8 EGZOZ KANALLARI**

234-5.8.1 GENEL. Egzoz kanalları, egzoz basınç kayıplarını asgari seviyelerde tutmak için mümkün oldukça geniş büyük yapılıdır. Kanal geri basıncındaki ufak bir artış, makine çıkış gücünde büyük düşüslere neden olacaktır.

234-5.8.2 GİDERLER. Giderler ve su yakalayıcıları, makine çalışmazken egzoz kanalında toplanabilecek yağmur suyu ve yoğuşan suyu boşaltmak amacıyla devrede bulunacaktır. Başarısız çalıştırma sonucunda kanallarda toplanabilecek yakıtın diğer çalıştırma denemelerinde tutuşmaması amacıyla temizlenecektir.

234-5.8.3 YALITIM. Olası hasarları tespit amacıyla, kanalların ısı ve gürültü yalıtım periyodik olarak kontrol edilmelidir. Hasar gören veya özelliğini kaybeden yalıtkanlar değiştirilmelidir.

234-5.8.4 GENLEŞME BAĞLANTILARI. Genleşme bağlantıları, olası hasarlara karşı periyodik olarak kontrol edilmelidir. Bağlantılar esneklik açısından da kontrol edilecek ve gerekirse değiştirilecektir.

### 3.7 Sevk ve Yardımcı Sistemler Deniz Tipi Orta Devirli Dizel Makineleri Askeri Standardı

Bu kurallar MIL-E-23457B(SHIPS) (1976)'da yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### 3.8.6.1 Egzoz susturucuları

Susturucular egzoz gazlarının toplam gürültülerini Tablo x' de verilen azami desibel seviyelerine düşürecektir. Ses basınç seviyeleri, makine tasarım yükü ve devrinde çalışırken makine sonundan 10 fit yarıçap içerisinde ve susturucu egzoz uç borusundan 2 fit yukarıda ölçülecektir. Mevcut susturucular, contaları ve donanımı dahil olmak üzere, 10 dakikalık bir süre ile 1200 °C 'a dayanacaktır. Susturucunun çapı 25 inçten büyük ise 6 'ya 8 inç veya daha büyük boyutlarda temizlik kapağı mevcut olacaktır.

Standart oktav bantlarının merkez frekansları (Hertz (Hz)) dB cinsinden 0,0002 din/cm<sup>2</sup>, ye referans alınarak izin verilen gürültü seviyeleri aşağıdadır.

Çizelge 3.1 İzin verilen gürültü seviyeleri (MIL-E-23457B(SHIPS), 1998)

Hz	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
db	105	100	95	90	90	85	85	85	85

#### 3.8.6.1.1 Kuru tip susturucular

Susturucu kuru tip ve kıvılcım tutuculu olacaktır. Tüm metal parçaları seramik kaplamalı karbon çeliğinden imal edilecek ve MIL-C-81751' e uygun olacaktır. Su ve yağın atılması için giderler ve karbon parçacıklarının atılması için kurum toplayıcılarına da sahip olacaktır.

4.4.1.2 Tasarım yük ve devrine sahip makine egzoz çıkışındaki egzoz geri basıncı, egzoz devresindeki bir delikli kısıcı veya sınırlayıcı ile 1 inç cıva olarak ayarlanacaktır.

### 3.8 ABD Deniz Kuvvetleri Gemileri İçin Genel Gereksinimler, Bölüm 259 İçten Yanmalı Makineler Emme ve Egzoz Sistemleri

Bu kurallar NSSC (1995)'de yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### 259a .Tanımlar

Sıcak gaz çıkma kanalı- Yanma gazlarını makineden atmosfere taşıyan hava kanalı veya boru

devresi.

Baca- Açık güverteden yukarıdaki egzoz sistemini destekleyen ve koruyan harici kaplama.

Sıcak gaz çıkma kanalı boşluğu- Gemi kompartımanları ve koridorlarından uygun bir şekilde ayrılmış ve temel olarak makine dairesi ile baca tabanı arasında bırakılmış boşluk.

259d.Egzoz sistemi

Yanma gazlarının atılmasını gerektiren her bir cihaz gazları doğrudan havaya veren münferit sisteme sahip olacaktır.

Egzoz terminalleri havalandırmayı kirletmeyecek veya yanma havası emme devresine karışmayacak, ilgili personeli rahatsız etmeyecek, gemi cihazları üzerine yayılmayacak veya yangın tehlikesi yaratmayacak şekilde yerleştirilecektir. Gazları doğrudan gemiden uzaklaştıracak şekilde tasarlanacaktır.

Egzoz sistemi kabul edilir bir neden olmaksızın yaşam mahalleri veya yaşamı etkileyecek diğer mahallerden geçmeyecektir. Egzoz sistemini bu mahallerden geçirmek gerekirse, yeterli yalıtım sağlanacak ve ara parçalı bağlantılar bu mahallerde kullanılmayacaktır.

Makine çalışmazken açık hava çıkışları sıkıştırma araçlarına sahip seyيار muşamba örtüler ile kapatılacaktır. Örtüyü desteklemek üzere çelik bir çerçeve kullanılacaktır.

Kuru tip susturucuların karbon toplayıcısı kolay erişilebilir olacaktır.

Dizel makineler- Dizel makine egzoz sistemi makine çıkışında su manometresi bağlantısını sağlayacak, normalde kapalı basınç algılama ucuna sahip olacaktır.

Gaz türbinleri- Gaz türbini sıcak gaz çıkma kanalı kendinden destekli boru devresi şeklinde tasarlanacaktır. Harici radyal kanal kuvvetlendirici bilezikleri gerektiğinde kullanılacaktır. Dairesel bir kanala geçiş mümkün olduğunca gaz türbini kapsülüne yakın olacaktır. Dahili ısı yalıtım sağlanacaktır. Dahili yalıtım destekleri radyal bilezikten olacaktır. Eksenel (boyuna) kanal kuvvetlendiricileri ve yalıtım destekleri kullanılmayacaktır.

Aksi belirtilmedikçe kızıl ötesi iz azaltıcı ejektör sistemi gaz türbini egzoz sistemine yerleştirilecektir. Aksi belirtilmedikçe gaz türbini egzoz sıcak gaz çıkma kanalı hava çıkışına kızıl ötesi iz azaltıcı kapak yerleştirilecektir.

Gaz türbini egzoz hava terminalleri ağır su serpintisi veya su baskınına karşı korunacaktır.

259g. Şok

Emme ve egzoz sistemleri A seviyesi şok şartlarını sağlayacaktır.

259h. Dokümantasyon

Gemiye montaj resimleri hazırlanacaktır.

Basınç düşüşü ve geri basınç hesapları yapılacaktır.

Gaz türbini sıcak gaz çıkma kanalı tasarımı sonlu elemanlar ısıl gerilme analizi ile doğrulanacaktır.

### 3.9 Birleşik Krallık Savunma Standardı 02-309 Gaz Türbini Gereksinimleri

Bu kurallar Def Stan (2002a)'da yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### 4.2.14 Egzoz Çıkışı/Kanalları

a)Egzoz çıkışı normalde yukarı doğru olacak ancak makine ekseni ile paralel bir dikey düzlemin herhangi bir yanına doğru eğime sahip olacaktır.

b)Egzoz çıkışı ile egzoz kanalının diğer kısmı arasındaki esnek bağlantı ısıya dayanıklı malzemeden yapılacak veya soğutulacaktır.

c) Makine performansını azami seviyeye çıkartmak amacıyla geri basınç oluşumundan kaçınılacaktır. Egzoz kanalı tasarımı basamaklar, borular ve kablolardan kaçınılacak şekilde olacaktır.

c)Egzoz çıkışı ve hava emişinin en alt noktalarına ve gerekli alt noktalara makine veya kapsül içerisinde sıvı toplanmasını önlemek amacıyla gider bulunacaktır.

#### Egzoz Çıkışı

Egzoz gazlarını, geminin egzoz kanallarına vermek ve güç türbini yatağı destek elemanına ve çıkış shaftına erişim sağlamak amacıyla ısıl yalıtıma sahip kanaldır.

### 3.10 Birleşik Krallık Savunma Standardı 02-313 Sevk ve Yardımcı Makineler İçin Dizel Makineler

Bu kurallar Def Stan (2002b)'de yer aldığı orijinal numaralandırması ile verilmiştir.

#### 2.2.3 Egzoz Sistemi

a. Dizel egzoz sisteminde kullanılacak malzemeler oluşacak azami egzoz gazı sıcaklığına dayanacak ve istenen ömre sahip olacaktır.

Benzer savaş gemisi uygulamalarında aşağıdaki malzemeler tatmin edici olmuştur:

(1) Karbon manganez çelik

(2) Paslanmaz çelik

b. Esnek bağlantı parçaları olarak yukarıdaki maddede belirtilen malzemeler kullanılacaktır.

c. Deneyimler göstermiştir ki manganez çelik egzoz sistemlerinin uzun ömre sahip olması isteniyorsa uygun korozyon ve ısı dayanımına sahip yüzey işlemi gerecektir. Geçmişteki tatmin edici sonuçlar iç ve dış yüzeylerin 0,10 ila 0,15 mm kalınlığında alüminyum püskürtülerek kaplanmasını ve sonrasında dış yüzeyin alüminyum renkli silikon karışımı ile kaplanarak sızdırmazlığının sağlanmasını gösterir.

d. Egzoz sistemindeki bağlantı elemanları uygun, uzun ömre ve performansa sahip malzemelerden imal edilecektir.

#### 3.4.2 Egzoz Sistemi

a. Her bir makine münferit, gaz sızdırmaz bir egzoz sistemi ile donatılacaktır. Sistemin makine performansı ve bakım gereksinimlerini asgari seviyeye düşürmek amacıyla, sistem egzoz gazlarını bitişik sistem ve cihazlar göz önüne alınarak en kısa yoldan atmosfere verecektir. Gürültü ve kızıl ötesi izi azaltmaya yönelik önlemler alınacaktır. Tasarımcı egzoz emisyonu kurallarını dikkate alacaktır.

b. Egzoz sisteminin tasarımı sistemin amacına uygun ve egzoz kayıplarının asgari seviyede olmasını sağlayacaktır. Sistemde, filtreler ve susturucular dahil olmak üzere, toplam geri basınç 250 mm su sütununu geçmeyecektir. Makine üreticisinin uygun görmesi durumunda ve makine performansını düşürmeyecek şekilde daha büyük bir geri basınç kabul edilecektir. Sonraki maddelerde belirtilen istekler geçmişte tatmin edici performans sağlamıştır.

(1) Kayıpları gösteren hesaplamalar onay için yetkili makama sunulacaktır. Hesaplamalarda müteakip maddelerdekiler verilmiyorsa bütün tasarımı tanıtan doküman hesaplamalar ile sunulacaktır.

(2) Sistem yanma gazlarına uygun olacaktır.

(3) Susturucular, kızıl ötesi iz azaltıcı cihazlar ve egzoz emisyonu kontrol cihazları dahil

(mevcut olanlar dahil) kanal boyutları, makine üreticisince müsaade edilen makine egzozu türbosu/aşırı doldurucusu çıkışındaki azami geri basınç şartı ihlal edilmeden tasarım azami akışını sağlayacak gaz hızı temel alınarak hesaplanacaktır.

(4) Egzoz kanalı tasarımı basınç kayıplarını asgari seviyeye indirecek, kanal kesitlerindeki ani değişimlerden kaçınacak ve iç engelleri azaltacak kaliteli mühendislik uygulamalarını takip edecektir. Dirseklerde ayırıcı kullanımı ve boğaz borusu veya geçiş elemanlarının uygun tasarımına dikkat edilecektir. Kanalın içerisinde somun, vida veya pul kullanılıyorsa uygun şekilde kilitlenecek veya ayrılmalarına veya hava akışıyla sürüklenmelerine izin verilmeyecek şekilde sıkılacaktır.

(5) Sistem çalışma basıncında sızıntı ve kalıcı deformasyona maruz kalmayacak şekilde dayanıklı olacaktır. Sistem aynı zamanda 0,7 bar iç ve dış statik basınca dayanacaktır. Bu basınçlardan herhangi biri nedeniyle meydana gelecek kalıcı deformasyon makine performansını yüzde 20' den fazla düşürmeyecektir.

(6) Egzoz sistemi, tüm çevre koşullarında, dizel makinenin, aşırı yük dahil tüm çalışma zarfındaki egzoz gazı sıcaklığına dayanacak şekilde tasarlanacaktır.

(7) Egzoz susturucusu ve/veya akustik sönümleyici malzeme kullanımı gürültü seviyesi şartlarını sağlayacaktır. Egzoz sistemine susturucu eleman yerleştirildiğinde susturucular, ağırlıkları ve ilgili egzoz kanalları makinenin egzoz manifoldunca taşınmayacak şekilde desteklenecektir.

(8) Bir makineden diğer makineye geri akışı engellemek amacıyla ortak egzoz kanalları kullanılmayacaktır.

(9) Her bir egzoz sistemi için, makine kullanılmadığında egzoz kanallarından deniz suyunun girmesi sonucu makine parçalarının zarar görmesini önlemek üzere tedbirler alınacaktır. Egzoz sistemleri yağmur suyu ve geminin ön ıslatma sisteminden egzoz kanallarına girecek serpintiyi önleyecek şekilde yerleştirilecektir.

(10) Egzoz kanalları yaşam mahallerinden geçmeyecektir. Bu şartın sağlanamadığı durumlarda normalde insanlı mahallerde flanşlı bağlantı kullanılmayacaktır.

(11) Sistem çalışan makineler, gemi yapısının esnemesi ve sualtı şoku gibi çevre şartları ve ısıl genişmeden dolayı ısıl genişme ve hareketin egzoz manifoldu veya egzoz sistemi yapısı üzerindeki etkilerine dayanacak şekilde olacaktır. Bu şartları sağlamak amacıyla esnek



bağlantı kullanılırsa arıza durumunda mâhal içerisine egzoz sızmasını önlemek ve korozyona karşı direnci arttırmak üzere içten manşonlu yapılacaktır.

(12) Egzoz kanalları, susturucular ve diğer ilgili emisyon kontrol cihazları içeride yanmamış yakıt birikimini asgari seviyeye indirecek şekilde tasarlanacaktır.

(13) Egzoz kanalı akustik ve ısı olarak gemi yapısından yalıtılacaktır. Özellikle yaşam mahallerinden geçen egzoz kanallarının akustik ve ısı yalıtımına dikkat edilecektir. Egzoz sisteminin bakımı amacıyla erişim sağlanacak ve bu erişim kanalın mukavemetini veya sızıntıya karşı sıklığını azaltmayacaktır.

(14) Egzoz birikintilerinin toplanmasını asgariye indirmek amacıyla aşağıdaki tedbirler alınacaktır.

(a) Egzoz gazı kanalı ve ilgili cihazların tasarımı kurum atmaya yönelik kısımlar hariç başka yerlerde kurum toplanmasını önleyici şekilde olacaktır. Yatay kanal uzunluğu asgari seviyede tutulacaktır.

(b) Denetim ve erişim amaçlı açıklıklar tasarlanırken, olası engeller göz önünde tutulacaktır. Küçük kanallarda temizlik amacıyla ayrılabilir dirsekler kullanılabilir.

(15) Gider donanımları aşağıdaki gibi sağlanacaktır.

(a) Su ve/veya kumun çıkıştan egzoz devrelerine girerek makineye ulaşmasını engellemek için sabit engelleyiciler kullanılmayacaktır. Tutma potaları ve giderler bu şartı sağlayan standart çözümlerdir ancak giderler kullanıldığında korozyondan kaçınmak amacıyla sintineye değil uygun bir tanka iştirak edilecektir.

(b) Gider devreleri kolaylıkla temizlenebilir şekilde tasarım ve monte edilecektir. Dirsekler kullanıldığında kolaylıkla erişilir ve temizlenebilir olacaktır.

(16) Makine/egzoz sistemine yakın bir donanım egzoz geri basıncını izlemek amacıyla yerleştirilecektir. Yalıtım muslukları, istenmeden açılmalarını önlemek amacıyla kilitleme aparatı ile donatılacaktır.

#### 4.1.15 Yalıtım

a. Egzoz sistemini yalıtırken bütün sistemin ve bağlantı elemanlarının yalıtımının sağlanması ve azami dış yüzey sıcaklığının 40 °C' ı geçmemesi ve böylelikle bölme ortamını geliştirici ve yangın riskini düşürücü ve personelin sağlık ve güvenlik şartlarını sağlayıcı şartlar



sağlanacaktır. Tüm ısı yalıtım, yağ ve yakıt geçirmez, sağlam bir yüzey kaplaması ile sağlanacak ve yoğun trafik mahallerinde uygun şekilde korunacaktır.



#### 4. ÖRNEK EGZOZ SİSTEMİNİN BASINÇ KAYBI VE ATIK ISI HESAPLARI

Bu bölümde, gerçek bir gemide yer alan bir egzoz sistemi üzerinde hesaplamalar yapılacaktır. Örnek egzoz sisteminin hesapları basınç kaybı hesapları ve atık ısı hesapları olmak üzere iki alt başlık altında icra edilecektir.

##### 4.1 Basınç Kaybı Hesapları

Egzoz sisteminin basınç kaybı hesaplarında ABD Deniz Kuvvetleri Savaş Gemileri Mühendislik Bölümünün (Naval Ship Engineering Center) hazırlamış olduğu DDS 221-1 kodlu Makine ve Kazanlar Emme ve Egzoz Sistemi Basınç Kayıpları İçin Veriler (NSEC, 1972) dokümanındaki yöntem izlenmiştir. Bahse konu dokümandaki veriler, Mach sayısının tüm sistem boyunca 0,4'ten küçük olması durumunda geçerli kabul edilmiştir.

Hesaplarda kullanılan değişkenler yoğunluk ( $\rho$ ), dinamik viskozite ( $\mu$ ), kütle akış hızı/debi ( $m$ ), Mach sayısı ( $Ma$ ), dinamik basınç ( $q$ ), toplam ve durma basıncı ve sıcaklığı ( $p$ ,  $p_0$ ,  $T$ ,  $T_0$ ) Reynolds sayısı ( $Re$ ) ve sürtünme faktörüdür ( $\epsilon$ ).

Hesaplamalarda Mach sayısı bulunacak ve akışın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olması durumuna göre hesaplar yapılacaktır. Mach sayısının 0,3'ten küçük olması durumunda akış sıkıştırılamaz kabul edilebilir.

Bir akışkanın bir kanal boyunca ilerlerken yön değiştirmesi veya kanal alanının değişmesi sonucu oluşan türbülans, akışkan ve kanal arasındaki sürtünme veya bunların her ikisi sonucu basınç kayıpları meydana gelir. Böylece, akışkanın toplam basınç yüksekliği ile dinamik ve statik basıncın toplamı akış boyunca azalır. Burada, statik ve dinamik basıncın arasındaki fark iyi anlaşılmalıdır. Statik basınç sistem tasarımında temel olarak kullanılırken gerçekte sistemin taşıdığı enerji, toplam basınç ile belirlenir. Bir kanalın verimi, kanaldaki toplam basıncın değişiminin bir ölçüsüdür.

$$\text{Çıkıştaki toplam basınç} + \text{Kayıplar} = \text{Girişteki toplam basınç} \quad (4.1)$$

$$q_g + p_g = q_\zeta + p_\zeta + (\text{kayıplar})_{g-\zeta} \quad (4.2)$$

$$(\text{Toplam basınç kaybı}) = (\text{kayıplar})_{g-\zeta} = (q_g + p_g) - (q_\zeta + p_\zeta) \quad (4.3)$$

$$(\text{Statik basınç kaybı}) = (p_g - p_\zeta) = (q_\zeta - q_g) + (\text{kayıplar})_{g-\zeta} \quad (4.4)$$

Dizel ve gaz türbini egzoz gazlarının özellikleri için havanın özelliklerini kullanmak tatmin edici sonuçlar verir. Özellikle gaz türbini egzozunda başlangıçtaki oksijenin yüzde sekseni

halen bulunmaktadır. Dizel egzoz gazları için ideal gaz sabiti ve dinamik viskozite, hava için mevcut değerlerden sadece yüzde beş kadar düşüktür.

Yüzeyle sürtünme nedeniyle oluşan basınç kaybı kanal sisteminin dış yüzeyindeki ısı transferi ile azalır. Basınç kaybının miktarı ısı transferinin büyüklüğü, gaz hızı ve sıcaklığa bağlıdır. Yüzey sürtünmesindeki düşüşün basınç kaybının yüzde 10-25 azalmasına yol açması mümkündür. Bahse konu basınç kaybı hesaplama yöntemi, adyabatik (ısı izolasyonuna sahip) akış şartları içindir.

Hesaplama yönteminde kullanılan veriler, aerodinamik olarak temiz iç yüzeyleri yansıtmaktadır. Sürtünme kayıpları sadece yüzey pürüzlülüğü nedeniyle oluşan kayıpları (drag) içermektedir.

#### 4.1.1 Düz Borular/Kanallar

Düz borular için sıkıştırılabilir akıştaki basınç kaybı,  $\Delta p$ , sıkıştırılamaz akıştaki basınç kaybının düzeltilmesiyle elde edilir. Sıkıştırılamaz akıştaki basınç kaybı Darcy-Weisbach denklemi ile verilir (Lindeburg, 2001).

$$\Delta p_{\text{sıkıştırılamaz}} = f \frac{L V^2}{d 2g} = f \frac{L}{d} q \quad (4.5)$$

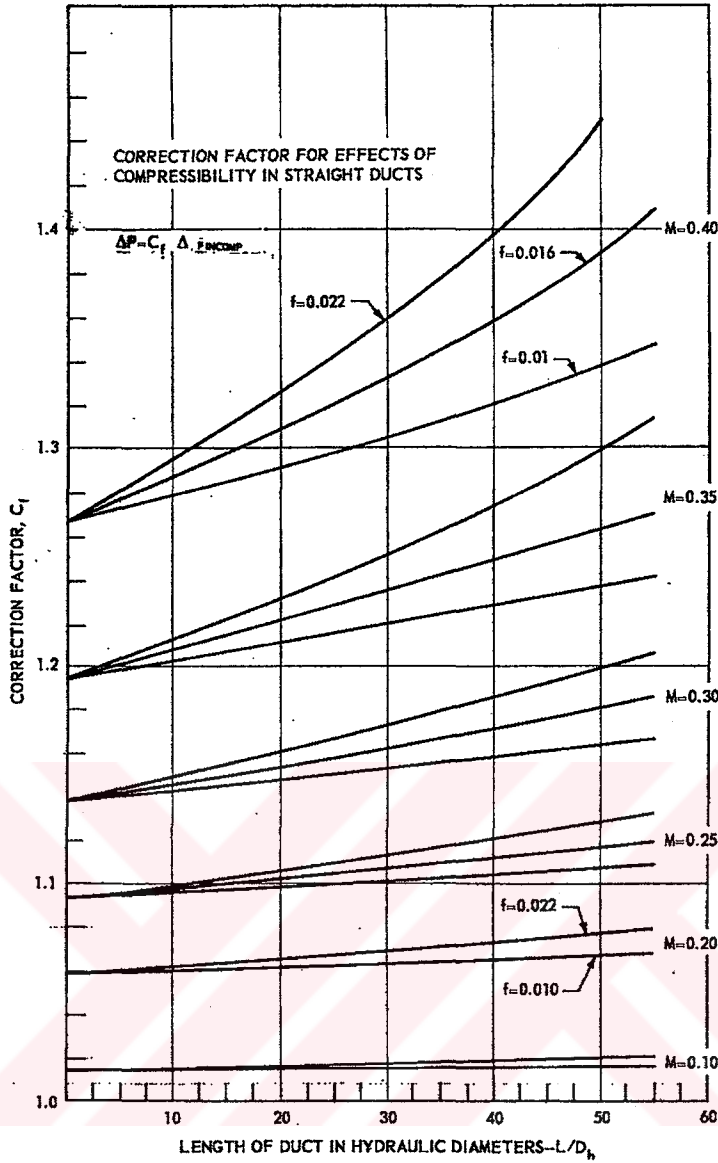
Bu denklemde verilen  $f$ , Darcy sürtünme katsayısı olarak adlandırılır ve Reynolds sayısı, sürtünme faktörü ile akışın gerçekleştiği kanal çapının bir fonksiyonudur. Sürtünme katsayısı Moody diyagramından elde edilebileceği gibi, Reynolds sayısının 5000 ile  $10^9$  arasında ve nispi pürüzlülüğün ( $\epsilon/d$ ) 0,000001 ile 0,01 arasında olduğu durumlarda daha gerçekçi bir değer Swamee-Jain denklemi ile elde edilir (Lindeburg, 2001).

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{\epsilon/d}{3,7} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (4.6)$$

Sıkıştırılabilir akış için basınç kaybı, sıkıştırılamaz akış için basınç kaybının düzeltme faktörü,  $C_f$ , ile çarpılması sonucu elde edilir.

$$\Delta p_{\text{sıkıştırılabilir}} = \Delta p_{\text{sıkıştırılamaz}} \times C_f \quad (4.7)$$

Düzeltilme faktörü,  $C_f$ , Mach sayısı, sürtünme katsayısı ve kanal uzunluğunun bir fonksiyonu olup Şekil 4.1'den elde edilir.



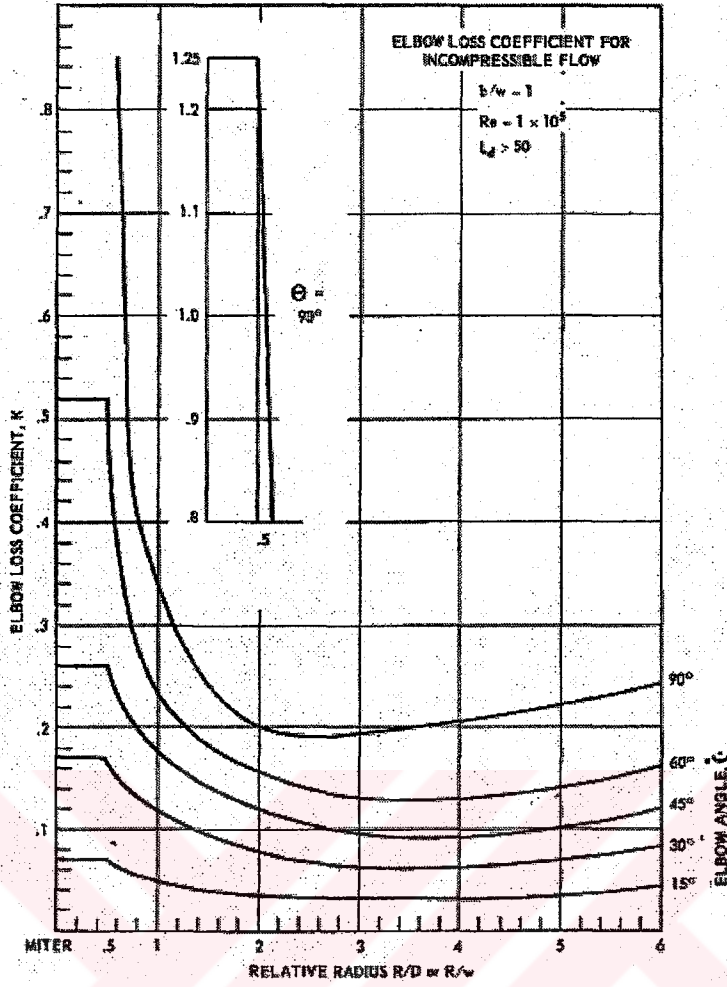
Şekil 4.1 Düzeltme faktörü (NSEC, 1972)

#### 4.1.2 Dirsekler

Dirseklerdeki basınç kaybı bir çok akış ve geometrik parametreye bağlıdır. Etken kayıp katsayısı,  $K_{etken}$ , tüm bu değişkenlerin toplam etkisini içerir. Etken kayıp katsayısı,  $K_{etken}$ , standart durumlar için geçerli olan kayıp katsayısı,  $K$ 'nın düzeltilmesi ile elde edilir.

$$K_{etken} = K \times (C_{LM} \times C_{LD} \times C_{Re} \times C_M \times C_{en/boy} \times C_{\Delta A} \times C_S \times C_i) \quad (4.8)$$

Standart kayıp katsayısı,  $K$ , birim en/boy oranı, tam gelişmiş sıkıştırılamaz akış, Reynolds sayısı  $10^5$  ve akış boyunca takıntı olmayan bir durum için geçerlidir. En/boy oranı yalnızca dikdörtgenel kanallar için söz konusudur.



Şekil 4.2 Dirsek kayıp katsayısı (NSEC, 1972)

Bunun dışında diğer düzeltme katsayıları ve elde edilecekleri şekiller aşağıda verilmiştir.

$C_{LM}$  akış yönüne ters durumlar için düzeltme katsayısı (Şekil 4.3)

$C_{LD}$  akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı (Şekil 4.4a ve 4.4b)

$C_{Re}$  Reynolds sayısı için düzeltme katsayısı (Şekil 4.5)

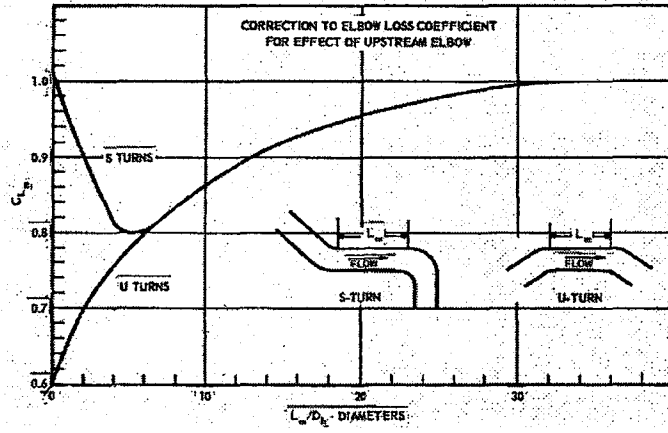
$C_M$  sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı (Şekil 4.6)

$C_{en/boy}$  en/boy oranı düzeltme katsayısı (Şekil 4.7)

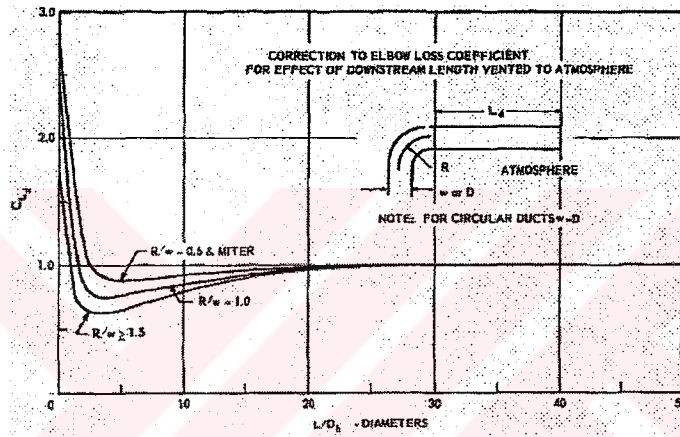
$C_{AA}$  kesit alanı değişimi düzeltme katsayısı (Şekil 4.8)

$C_S$  kanal veya akış bölücü düzeltme katsayısı (Şekil 4.9)

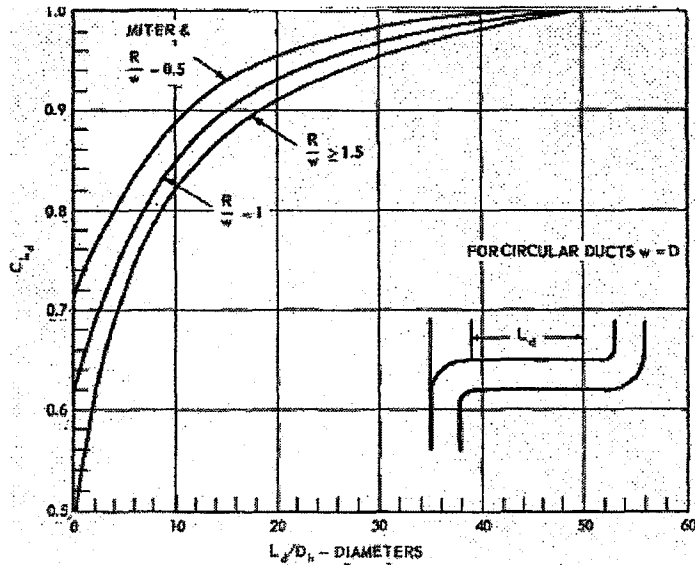
$C_i$  dirseğe doğru tam gelişmemiş akış düzeltme katsayısı



Şekil 4.3 Akış yönüne ters durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

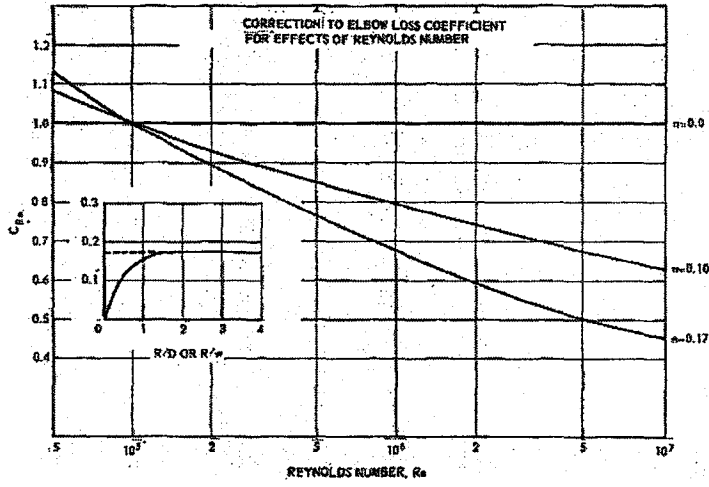


Şekil 4.4a Atmosfere açılan akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

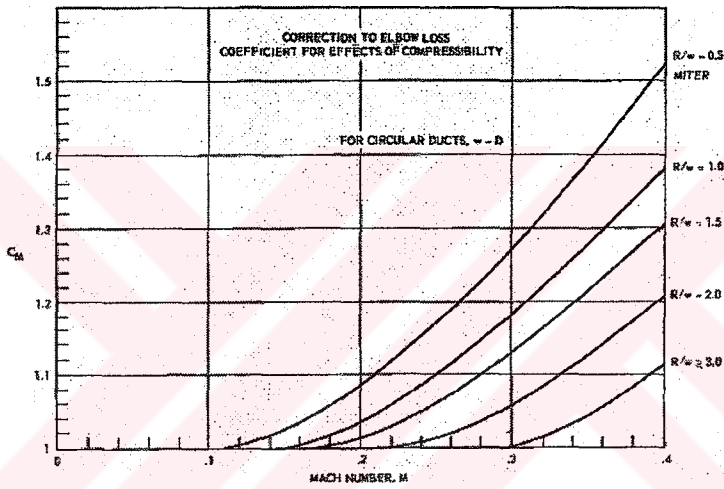


Şekil 4.4b Akış yönündeki durumlar için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

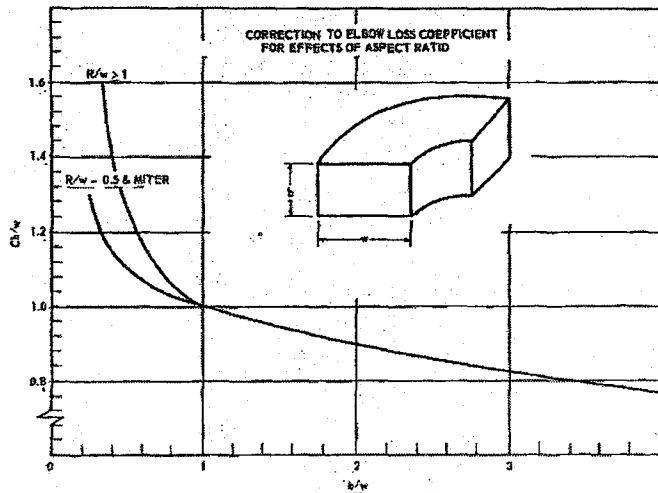




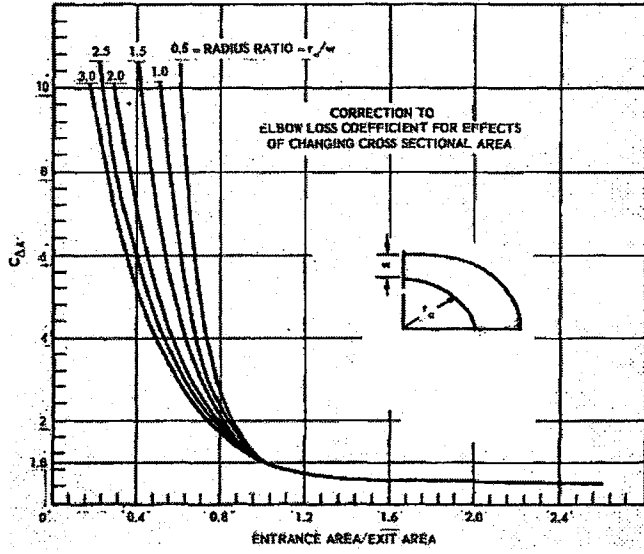
Şekil 4.5 Reynolds sayısı için düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)



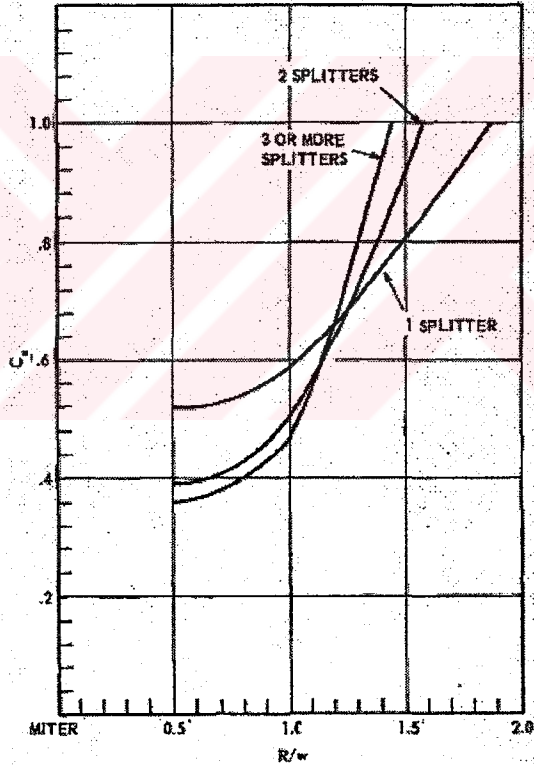
Şekil 4.6 Sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)



Şekil 4.7 En/Boy oranı düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)



Şekil 4.8 Kesit alanı değişimi düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)



Şekil 4.9 Kanal veya akış bölücü düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

Eğer dirsek girişte kullanılan bir dirsek ise hesaplamalar, yukarıda bahsedilen tam gelişmiş akış durumundan farklı olarak tam gelişmemiş akış için geçerli  $C_i$  düzeltme katsayısı ile düzeltilir. Bu değer tüm dirsekler için 1,3 olarak kabul edilir. Bu değer, giriş kaybına ilave edilecektir.

Bazen dirsekteki akış alanının ve akış yönünün aniden değişiklik göstermesi istenir. Bu ise difüzör veya hızlandırıcı dirsekler ile sağlanır. Bu tip bir dirsek için kayıp katsayısı Şekil 4.2 ve 4.8'de verilen verilerden faydalanılarak elde edilir. Dikdörtgensel olmayan kanallar için kayıp katsayısı ise hidrolik çap kullanılarak Şekil 4.8'den elde edilir.

Dirsekteki sürtünme ve ayrılma nedeniyle oluşan basınç kaybına ilave olarak kesit alanın değişmesinden dolayı basınç değişimi de ortaya çıkar ve bu terim süreklilik ve Bernoulli denklemleri ile ifade edilir.

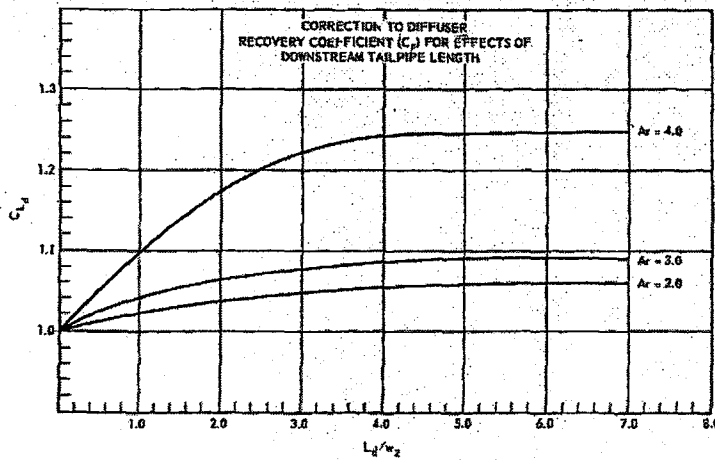
$$\Delta p_{azalma} = q_g \left[ \left( \frac{A_g}{A_c} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.9)$$

#### 4.1.3 Yavaş Genişleme (Difüzörler)

Difüzör, basınç yüksekliği kazanımını amaçlayarak akış hızını düşürmek için akış alanının büyütülmesidir. Yani difüzörde statik basınç artışı gerçekleşir. Difüzördeki basınç artışı veya kazanımı,  $C_p$  ile ifade edilir ve  $q_g$ 'nin girişteki dinamik basıncı,  $\Delta p$ 'nin ise statik basınçtaki artışı ifade eden aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$C_p = \frac{\Delta p}{q_g} \quad (4.10)$$

Bu basınç artışı tam gelişmiş akış için geçerlidir. Eğer difüzöre akış yönünde bir boru uzunluğu eklenirse basınç artışı büyür. Bu büyüme Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10 Difüzör gelişme katsayısı (NSEC, 1972)

Tam gelişmiş akış için genellikle kanal çapının kırk katı kadar bir kanal giriş uzunluğuna ihtiyaç duyulduğundan bu uzunluğun kısalması sonucu difüzörden elde edilecek basınç kazanımı düşer. Ancak, giriş uzunluğu öyle bir kısalığa ulaşır ki, bu değerden sonra giriş ne kadar kısalırsa difüzör performansı üzerinde de o miktarda olumlu bir etki yaratır. Bu etkinin değerini göstermek için Çizelge 4.1 referans olarak alınabilir.

Çizelge 4.1 Difüzör düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

$\Delta C_p$				
Difüzör açısı	L/D = 40	L/D = 30	L/D = 20	L/D = 5
5°	0,0	-0,005	0,005	0,0875
20°	0,0	-0,02	-0,075	-0,025

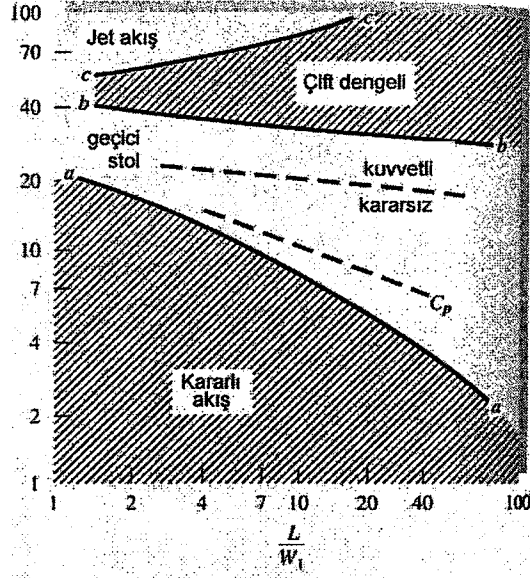
Akış ayırıcısı bulunmayan bir difüzördeki azami basınç kazanımı için küçük miktarda bir ayrılma açısına ihtiyaç vardır. Ayrılma açısı arttıkça ayrılma ve akış düzensizlikleri başlar. Eğer yer sınırlamaları nedeniyle optimum  $C_p$  çizgisinin üzerinde bir çalışma durumu söz konusu ise, difüzör açısı 60-75 dereceye kadar yükseltilir ve akış ayırıcıları yerleştirilir.

Konik veya düz kenarlı olmayan bir difüzördeki genel alan büyümesi için difüzör açısı,  $2\theta$ , aşağıda ifade edildiği gibi kullanılır.

$$2\theta = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2N} \left( \sqrt{A_y} - \sqrt{A_x} \right) \right] \quad (4.11)$$

Bu ifadede N difüzör uzunluğunu,  $A_y$  difüzör girişindeki akış alanını ve  $A_x$  ise difüzör çıkışındaki akış alanını ifade eder.

Difüzör akış modellerindeki istikrar için Şekil 4.11'e bakınız. Şekilde dört ana bölge bulunmaktadır. aa eğrisinin altında ayrılma bulunmayan, orta seviyede iyi performansa sahip, kararlı viskoz akış bulunur. aa ve bb eğrileri arası, kuvvetli kararsız akışa sahip geçici stol bölgesidir. En iyi performans, yani en yüksek  $C_p$  bu bölgededir. Üçüncü bölge bb ve cc eğrileri arasında kalan alan, bir kenardaki kararlı çift dengeli stol bölgesidir. Stol modeli bir kenardan diğerine yön değiştirir ve düşük bir performans gösterir. cc eğrisinin üzerindeki akış modeli jet akışın görüldüğü bölgedir. Kenardan ayrılma o kadar büyük ve egemendir ki ana akış kenarları aldırılmayarak hemen hemen sabit bir alandan geçiş yapar. Bu bölgede performans son derece düşüktür.



Şekil 4.11 Difüzör akış modellerindeki istikrar (White, 1999)

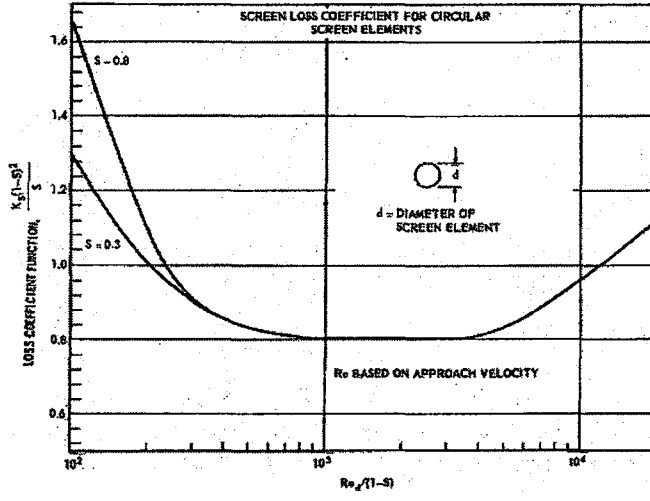
Difüzör tasarımındaki en önemli parametreler akış alanındaki büyüme, AR, difüzör açısı,  $\theta$  ve giriş sınır tabakası tıkanma faktörü,  $B_t$ 'dir.  $B_t$ , tıkanan kenar alanının giriş alanına oranıdır.

Konik difüzörlerin boyutsal analizi,  $C_p$ 'nin girişteki Reynolds sayısı, Mach sayısı, giriş sınır tabakası tıkanma faktörü ve akış alanındaki büyüme, difüzör açısı ve genişlik/boy oranı gibi geometrik parametrelere bağlı olduğunu göstermiştir. Düz kenarlı difüzörler için bu dört parametreye genişlik/derinlik oranı da ilave edilir.

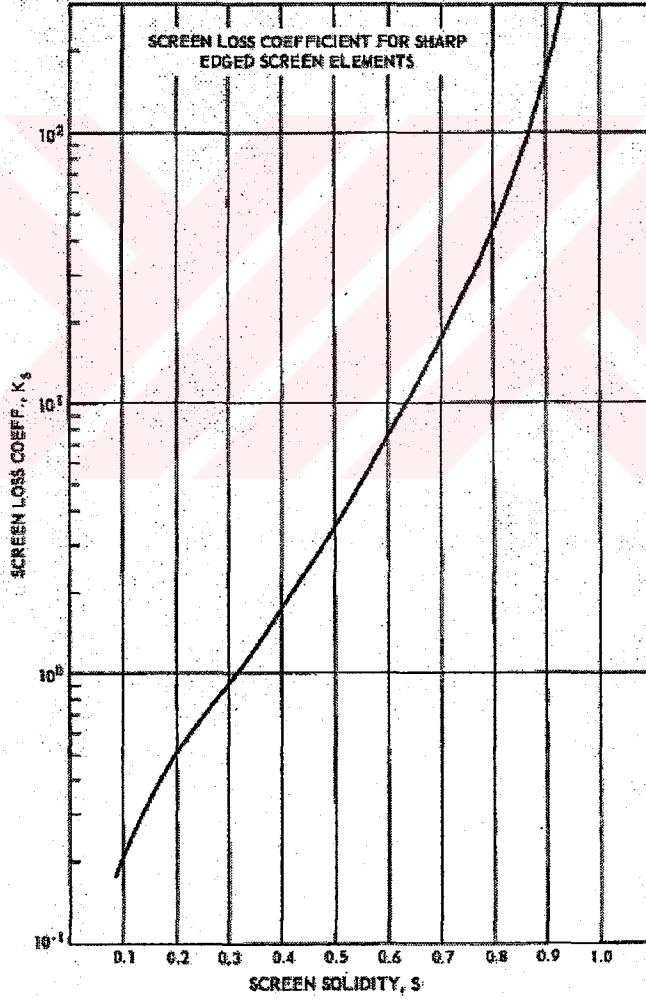
Çizelge 4.2'den de görüleceği üzere, performans tıkanma ile beraber düşer ve hem konik, hem de düz kenarlı difüzörler için yaklaşık olarak aynıdır. Tüm şartlarda, en iyi konik difüzör, en iyi düz kenarlı difüzörden yüzde 10-80 oranında daha uzundur. Dolayısıyla, eğer tasarımıımızda boyut sınırı mevcutsa, düz kenarlı difüzörler daha iyi bir seçenek olacaktır.

Çizelge 4.2 Azami difüzör performansı (White, 1999)

Giriş tıkanması	Düz duvarlı		Konik	
	$C_p$ azami	$L/W_1$	$C_p$ azami	$L/W_1$
0,02	0,86	18	0,83	20
0,04	0,8	18	0,78	22
0,06	0,75	19	0,74	24
0,08	0,7	20	0,71	26
0,1	0,66	18	0,68	28
0,12	0,63	16	0,65	30



Şekil 4.12 Dairesel perde elemanları için kayıp katsayıları (NSEC, 1972)



Şekil 4.13 Sert köşeli perde elemanları için kayıp katsayıları (NSEC, 1972)

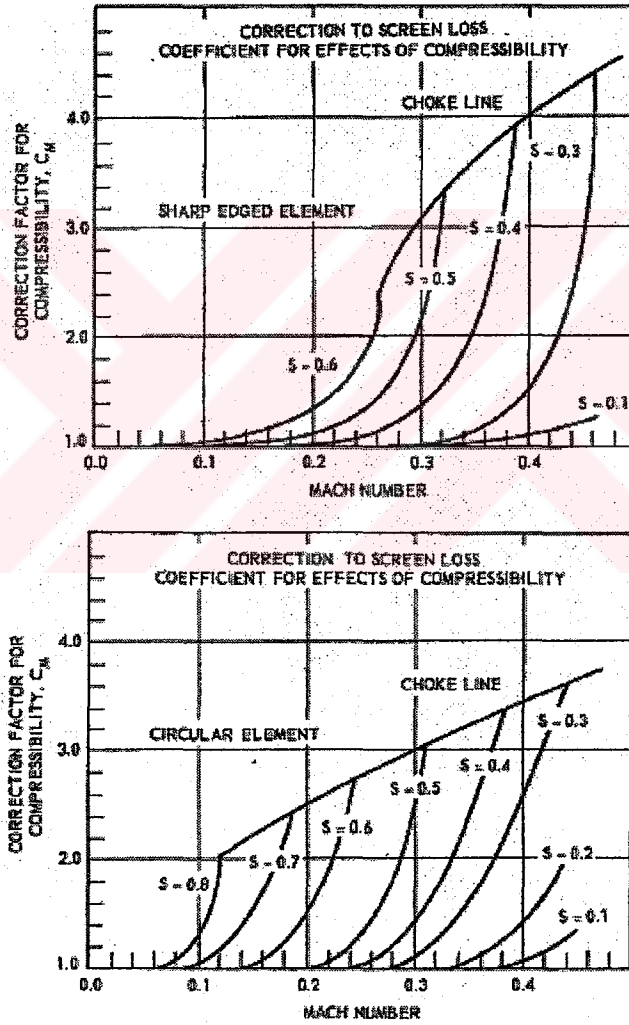


#### 4.1.4 Perdeler

Akışa normal yönde bulunan bir perde boyunca basınç kaybı  $K_s$  ile ifade edilen bir katsayı ile verilir.

$$K_s = \frac{\Delta p}{q} = \frac{2g\Delta p}{V^2} \quad (4.12)$$

Burada  $\Delta p$  perde boyunca meydana gelen basınç düşüşünü,  $V$  ise perde boyunca akış hızını ifade etmektedir. Bu katsayı, Reynolds sayısı ile perde katılığı,  $S$ 'ye dayanır.  $S$ , perdelenen alanın toplam kesit alanına oranıdır.  $K_s$  Şekil 4.12 ve 4.13'den ve sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı Şekil 4.14'den bulunur.

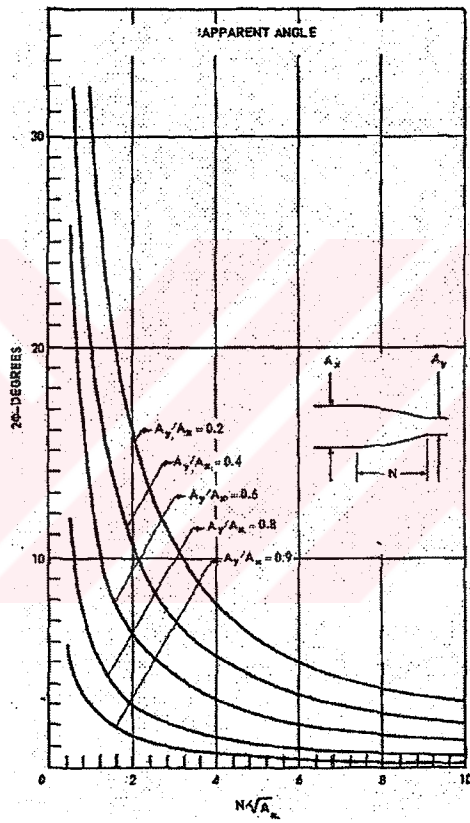


Şekil 4.14 Difüzörler için sıkıştırılabilirlik düzeltme katsayısı (NSEC, 1972)

#### 4.1.5 Yavaş Daralma (Nozullar)

Bir nozul veya yavaş daralan kanaldaki basınç düşüştü, sürtünme, akış kesit alanındaki azalma ve en küçük akış alanının olduğu bölümdaki akış ayrımına bağlıdır.

Sürtünmeye bağlı kayıp, düz kanallarda olduğu gibi bir ortalama dinamik basınç kullanılarak hesaplanabilir. Kaliteli bir şekilde yuvarlanmış bağlantı elemanları ve küçük açıların ilave edildiği konfigürasyonlar için akış ayrımı ihmal edilebilir değerlerdedir, hatta sıfırdır. Hatta sert köşeli daralmalarda, daralmanın 30 dereceden küçük olduğu durumlar için, dahi ihmal edilebilir. Daralmanın 30 dereceden büyük olduğu durumlar, ani daralma olarak kabul edilir ve hesaplanması bahse konu başlık altında anlatılmıştır.

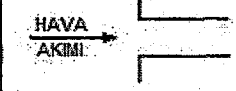

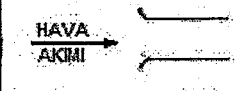



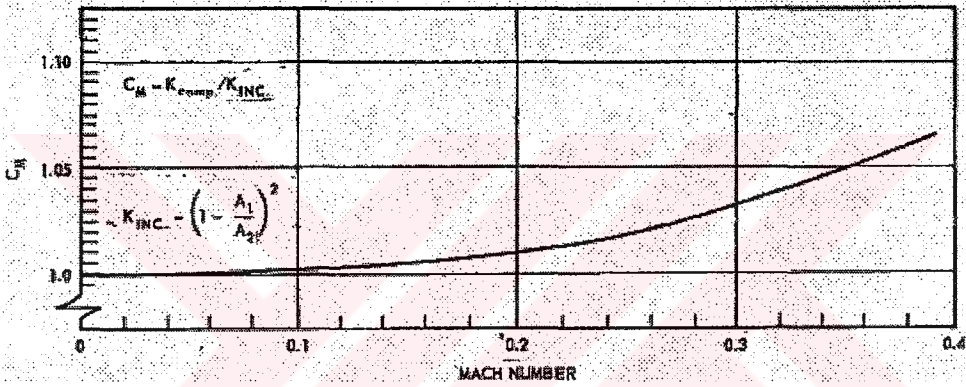
Şekil 4.15 Akış kesitindeki daralma,  $2\theta$  (NSEC, 1972)

#### 4.1.6 Giriş Bölümleri

Bir kanal sistemine girişte ortaya çıkan basınç kaybı, giriş dinamik basıncının  $K_i$  giriş kaybı katsayısı ile çarpılması ile elde edilir.  $K_i$  değerleri Çizelge 4.3'de verilmiştir.

Çizelge 4.3 Giriş kayıp katsayıları (NSEC, 1972)

Giriş tipi	$K_i$
	0.50
	0.65
	0.85
	0.95



Şekil 4.16 Ani genişlemelerde düzeltme faktörü (NSEC, 1972)

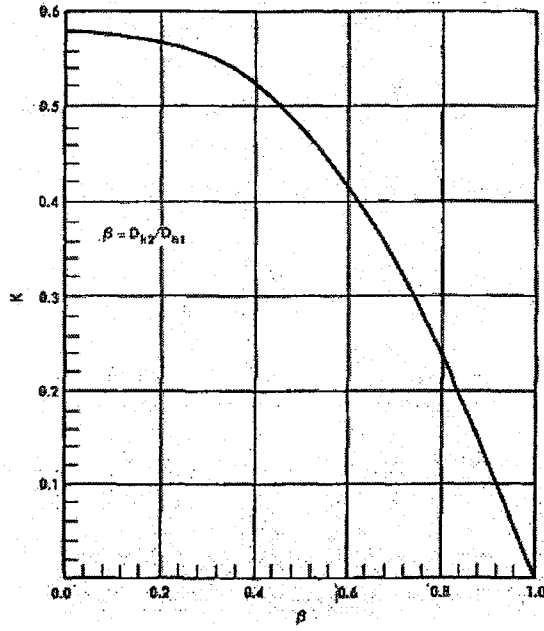
#### 4.1.7 Ani Genişleme

Ani genişleme, statik basınçta artışa yol açar ve oluşan basınç kaybı aşağıdaki şekilde hesaplanır. Mach sayısı için düzeltme faktörü Şekil 4.16'da verilmiştir.

$$\Delta p = q_c - q_g + K_{q_g} = \left\{ K_{AG} - \left[ 1 - \left( \frac{A_g}{A_c} \right)^2 \right] \right\} q_g \quad (4.13)$$

olup  $K_{AG}$  aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$K_{AG} = \left( 1 - \frac{A_g}{A_c} \right)^2 \quad (4.14)$$



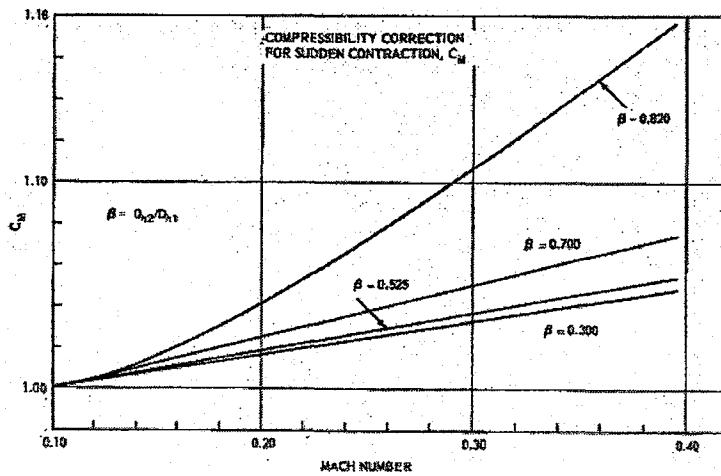
Şekil 4.17 Ani daralma kayıp katsayısı (NSEC, 1972)

#### 4.1.8 Ani Daralma

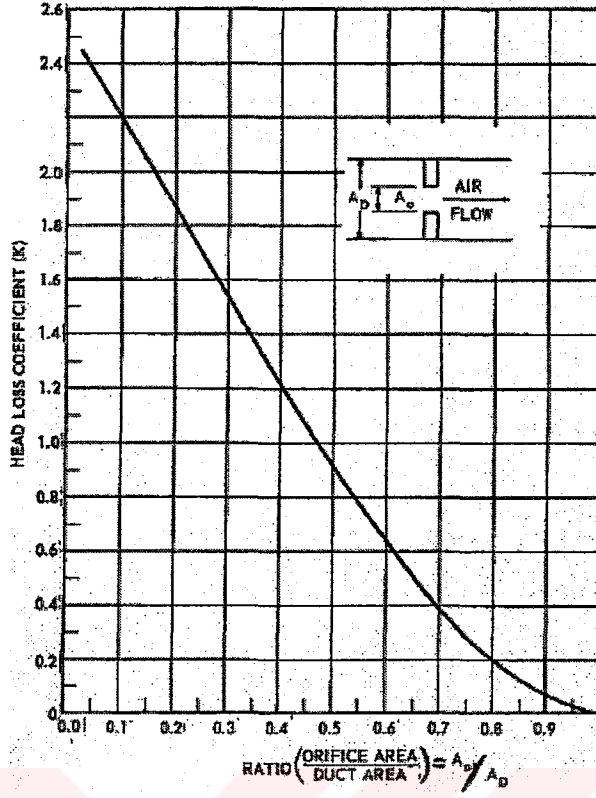
Ani daralma, statik basınçta azalmaya yol açar ve oluşan basınç kaybı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Delta p = q_c - q_g + K_{q_c} = \left\{ K_{AD} + \left[ 1 - \left( \frac{A_c}{A_g} \right)^2 \right] \right\} q_c \quad (4.15)$$

$K_{AD}$  çıkıştaki hidrolik çapın girişteki hidrolik çapa oranı olup çıkıştaki dinamik basınca dayanır ve Şekil 4.17'den elde edilebilir. Mach sayısı için düzeltme faktörü Şekil 4.18'dedir.



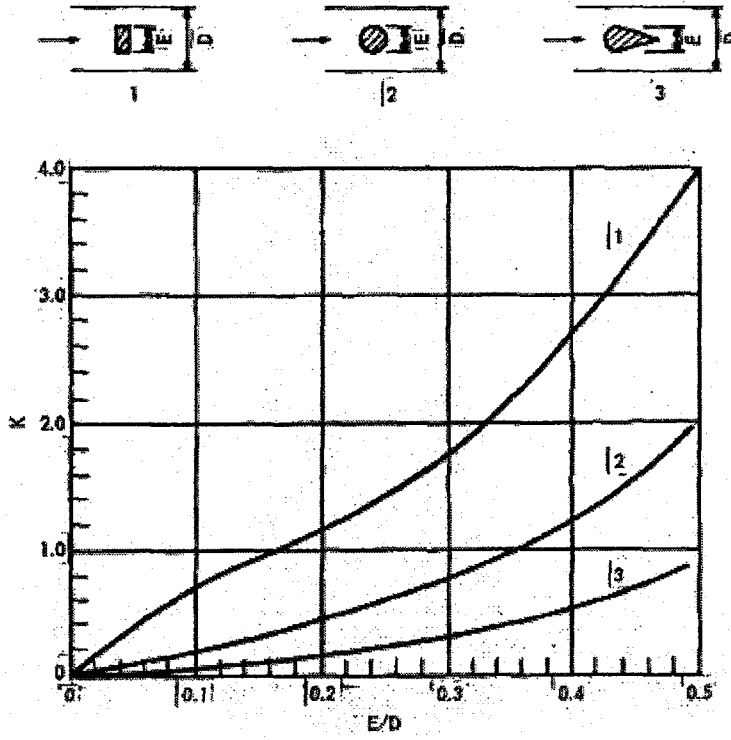
Şekil 4.18 Ani daralmalarda düzeltme faktörü (NSEC, 1972)



Şekil 4.19 Köşeli orifisler için kayıp katsayısı (NSEC, 1972)

#### 4.1.9 Orifisler ve Setler

Kanallardaki orifisler gibi akış kısıntıları nedeniyle ortaya çıkan kayıplar Şekil 4.19'dan elde edilebilir. Kanal içindeki bir yapıdan veya boru yahut diğer bir kanaldan ötürü ortaya çıkan kayıplar Şekil 4.20'den bulunabilir.



Şekil 4.20 Kanal içindeki setler nedeniyle ortaya çıkan kayıplar (NSEC, 1972)

#### 4.1.10 Larvalar

Giriş larvaları yaygın olarak kullanıldıkları halde basınç kayıpları için yeterli veri mevcut değildir. Larva kaybı, bir sert köşeli giriş ve atmosfere egzoz eden bir taç dirsekten oluştuğu kabul edilen aşağıdaki hesaplama yöntemi ile bulunabilir.

$$\Delta p = K_1 q \quad (4.16)$$

Burada  $K_1 = K_1 + K_2$ , yani  $K_1$  sert köşeli giriş 0,5 olarak alınır. Dirsek kaybı ise  $K_2$  ile ifade edilmiştir.

$$K_2 = K \cdot C_i \cdot C_{LD} \cdot C_{en/boy} \quad (4.17)$$

$K$  ve  $C_{en/boy}$  için uygun değerler Şekil 4.2 ve 4.8'den elde edilebilir.  $C_i$  için 1,3 ve  $C_{LD}$  için 2,8 alınabilir.



## 4.2 Örnek Egzoz Sisteminin Basınç Kaybı Hesapları

Örnek CODOG sistemiyle sevk edilen geminin ana tahrik sistemine ait verileri aşağıdadır.

Çizelge 4.4 Örnek egzoz sistemine ait özellikler

Yakıtın alt ısıl değeri	kJ/kg	42700
Dizel motoru özgül yakıt tüketimi	kg/kW-saat	0,225
Dizel motoru azami güç	kW	5720
Dizel motoru yakıt debisi	kg/saat	1287
Gaz türbini özgül yakıt tüketimi	kg/kW-saat	0,230
Gaz türbini azami güç	kW	22380
Gaz türbini yakıt debisi	kg/saat	5147,4
Dizel motoru hava debisi	kg/saat	34099,2
Gaz türbini hava debisi	kg/saat	252000
Dizel motoru egzoz gazı debisi	kg/saat	34560
Gaz türbini egzoz gazı debisi	kg/saat	265680
Dizel motoru azami egzoz sıcaklığı	°C	555
Gaz türbini azami egzoz sıcaklığı	°C	450
Dizel motoru çıkış basıncı	mbar	1050
Gaz türbini çıkış basıncı	mbar	1090
Egzoz gazı atom ağırlığı	kg/kMol	204,88
Diz. eg, gazı sabit basınçtaki özgül ısısı	kJ/kg-K	1,1043
Dizel egzoz gazı, ısıl iletkenlik	W/m-K	0,0592
GT eg, gazı sabit basınçtaki özgül ısısı	kJ/kg-K	1,0800
GT egzoz gazı ısıl iletkenlik	W/m-K	0,0573

### 4.2.1 Dizel Egzoz Devresi Basınç Kaybı Hesapları

NSEC (1972) Tablo 1'den, 555°C egzoz sıcaklığı için havanın akustik hızı 567 m/s, dinamik viskozite ise  $3,75 \times 10^{-5}$  kg/m-s olarak bulunur. Dizel motoru üreticisinin müsaade ettiği azami basınç kaybı 50 mbar olduğundan ortalama egzoz gazı basıncı 1025 mbar varsayılır ve ortalama gaz yoğunluğu ideal gaz denkleminde aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\rho = \frac{P_{ort}}{RT} \quad (4.18)$$

$$\rho = \frac{102,5}{0,287 \cdot 828,15} = 0,431 \text{ kg/m}^3$$

Bu değer dizel motoru üreticisinin verdiği tasarım gaz yoğunluğuna eşittir.

Yukarıdaki değerleri kullanarak egzoz gazı kanalının her bir kısmındaki hız, dinamik basınç, Reynolds sayısı ve Mach sayısı değerleri bulunur.

$$V = \frac{m\dot{c}}{\rho A} \quad (4.19)$$

$$V = \frac{9,6}{0,431 \cdot A} = \frac{22,27}{A} \text{ m/s} \quad (4.20)$$

$$q = \frac{\rho V^2}{2g} \quad (4.21)$$

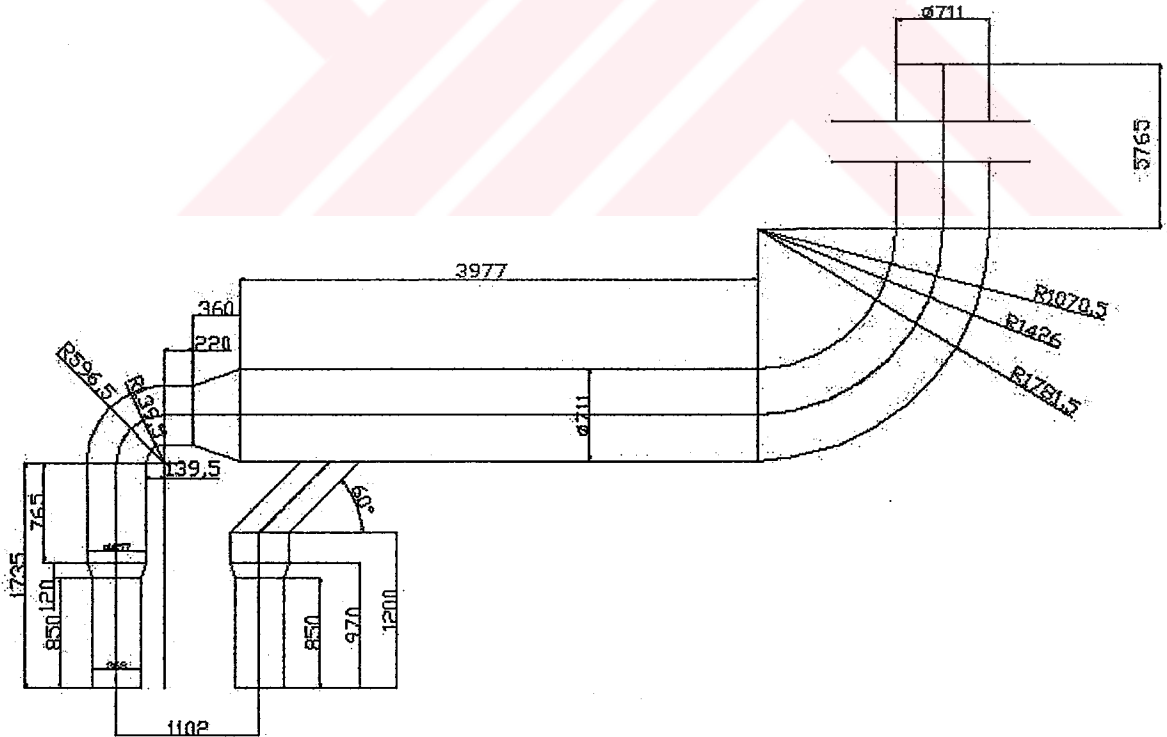
$$q = \frac{0,431 V^2}{2 \cdot 9,81} = 0,022 V^2 \text{ kg/m}^2 \quad (4.22)$$

$$\text{Re} = \frac{n d}{\mu A} \quad (4.23)$$

$$\text{Re} = \frac{9,6 \cdot d}{3,75 \times 10^{-5} \cdot A} = 2,56 \times 10^5 \frac{d}{A} \quad (4.24)$$

$$\text{Ma} = \frac{V}{a} \quad (4.25)$$

$$\text{Ma} = \frac{V}{567} \quad (4.26)$$



Şekil 4.21 Örnek dizel egzoz devresi

Şekil 4.21'de görüldüğü gibi dizel motorunun iki yerden egzoz çıkış devresi mevcuttur. Böylece hesaplar, iki devrenin birleştiği yere kadar birinci ve ikinci dal olarak yapılmıştır. Bu nedenle de egzoz gazı debisi birinci ve ikinci dal hesaplarında, toplam debinin yarısı olarak alınmıştır.

Egzoz gazı her iki dalda da aynı şekilde devreye girmektedir. Dolayısı ile giriş kaybı, birinci ve ikinci dal için aynıdır.

Girişteki egzoz gazı hızı (4.19)'dan hesaplanır.

$$V = \frac{4,8}{0,431 \cdot 0,1063} = 104,76 \text{ m/s}$$

$$(4.22)'den \quad q = 0,022 \cdot 104,76^2 = 241,4425 \text{ kg/m}^2$$

Çizelge 4.3'den giriş kayıp katsayısı 0,5 olarak alınır ve (4.7)'den  $\Delta p_1 = 120,721 \text{ kg/m}^2 = 1183,87 \text{ Pa}$  olarak elde edilir.

Kompansatör de, giriş gibi, her iki dalda da aynı özelliklere sahip olduğundan kompansatör giriş kaybı birinci ve ikinci dallar için aynı kabul edilmiştir. Kompansatörün iç yapısı düz boru ile aynı olduğundan basınç kaybı hesabı, aynı çapa sahip bir düz boru gibi varsayılarak yapılmıştır.

Uzunluk parametresi  $L/d = 600 / 368 = 1,63$

$$Re = \frac{4,8 \cdot d}{3,75 \times 10^{-5} \cdot A} = 1,28 \times 10^5 \frac{d}{A} \quad (4.27)$$

$$Re = 1,28 \times 10^5 \frac{0,368}{0,1063} = 4,431 \times 10^5$$

Nispi pürüzlülük  $\epsilon/d = 5,435 \times 10^{-6}$

$$(4.26)'dan \quad Ma = \frac{104,76}{567} = 0,185$$

$$(4.6)'dan \quad f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{5,435 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(4,431 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,346 \times 10^{-2}$$

Moody diyagramı ile kontrol edildiğinde de aynı sonuca ulaşılmıştır.

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,06 olarak bulunur.

Kompansatör basınç kaybı (4.7)'den  $\Delta p_2 = 241,4425 \cdot 1,63 \cdot 0,01346 \cdot 1,06 = 5,615 \text{ kg/m}^2 = 55,06 \text{ Pa}$

Devrenin üçüncü elemanı olan düz boru da, her iki dalda aynı özelliklere sahip olup kayıpları aynıdır.

Uzunluk parametresi  $L/d = 250 / 368 = 0,68$

(4.27)'den  $Re = 1,28 \times 10^5 \frac{0,368}{0,1063} = 4,431 \times 10^5$

Nispi pürüzlülük  $\epsilon/d = 5,435 \times 10^{-6}$

(4.26)'dan  $Ma = \frac{104,76}{567} = 0,185$

ve (4.6)'dan  $f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{5,435 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(4,431 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,346 \times 10^{-2}$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,06 olarak bulunur.

Düz boru basınç kaybı (4.7)'den  $\Delta p_3 = 241,4425 \cdot 0,68 \cdot 0,01346 \cdot 1,06 = 2,342 \text{ kg/m}^2 = 22,97 \text{ Pa}$

Devrenin dördüncü elemanı olan difüzörün geometrik yapısı ve malzeme özellikleri, her iki dal için de aynı olduğundan, basınç kayıpları aynıdır.

Difüzör uzunluk parametresi  $L / D_g = 120 / 368 = 0,326$

Akış tarafındaki uzunluk parametresi  $L / D_c = 120 / 457 = 0,263$

$AR = 0,164 / 0,106 = 1,547$

$Ma = 0,185$

(4.11)'den  $2\theta = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2 \cdot 0,120} \left( \sqrt{0,164} - \sqrt{0,106} \right) \right] = 36,61^\circ$

$2\theta$  açısı  $30^\circ$ 'den büyük ve uzunluk parametresi 1'den küçük olduğu için ani genişleme olarak kabul edilmiş ve basınç kaybı hesapları buna göre yapılmıştır.

$$(4.14)'den K_{AG} = \left(1 - \frac{0,106}{0,164}\right)^2 = 0,125$$

$$(4.13)'den \Delta p_4 = \left\{0,125 - \left[1 - \left(\frac{0,106}{0,164}\right)^2\right]\right\} 241,4425 = -110,339 \text{ kg/m}^2 = -1082,06 \text{ Pa}$$

Birinci dalın beşinci elemanı olan düz boru basınç kaybı hesapları aşağıdadır.

$$\text{Uzunluk parametresi } L/d = 765 / 457 = 1,674$$

$$(4.27)'den Re = 1,28 \times 10^5 \frac{0,457}{0,164} = 3,567 \times 10^5$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \varepsilon/d = 4,376 \times 10^{-6}$$

$$(4.19)'dan V = \frac{4,8}{0,431 \cdot 0,164} = 67,93 \text{ m/s}$$

$$(4.26)'dan Ma = \frac{67,93}{567} = 0,12$$

$$(4.6)'dan f = \frac{0,25}{\left[\log_{10}\left(\frac{4,376 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(3,567 \times 10^5)^{0,9}}\right)\right]^2} = 1,398 \times 10^{-2}$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,02 olarak bulunur.

$$(4.22)'den q = 0,022 \cdot 67,93^2 = 101,5187 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Düz boru basınç kaybı (4.7)'den } \Delta p_5 = 101,5187 \cdot 1,674 \cdot 0,01398 \cdot 1,02 = 2,423 \text{ kg/m}^2 = 23,76 \text{ Pa}$$

90° dirsek için, kanal dairesel olduğundan en / boy oranı 1'dir.

$$\text{Nispi çap } R/D = 579 / 457 = 1,27$$

$$\text{Dirseğe kadar uzunluk / Çap} = 765 / 457 = 1,67$$

$$\text{Dirsekten sonraki uzunluk / Çap} = 210 / 457 = 0,46$$

$$Re = 3,567 \times 10^5$$

$$Ma = 0,12$$

$$A_g / A_\varphi = 1 \text{ ve dolayısıyla } (A_g / A_\varphi)^2 = 1$$

(4.8)'e uygun değerler için ilgili şekillerden aşağıdaki katsayılar elde edilir.

$$K = 0,3, C_{LM} = 0,955, C_{LD} = 0,65, C_{Re} = 0,82, C_M = 1, C_{en/boy} = 1, C_S = 1, C_{\Delta A} = 1, C_i = 1$$

$$K_{etken} = 0,3 \times (0,955 \times 0,65 \times 0,82 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1) = 0,153$$

$$\Delta p_6 = q_g \left[ K_{etken} + \left( \frac{A_g}{A_\varphi} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.28)$$

$$\Delta p_6 = 101,5187 [0,153 + 1 - 1] = 15,5324 \text{ kg/m}^2 = 152,32 \text{ Pa}$$

Birinci dalın yedinci elemanı olan düz boru basınç kaybı hesapları aşağıdadır.

$$\text{Uzunluk parametresi } L/d = 210 / 457 = 0,46$$

$$Re = 3,567 \times 10^5$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \epsilon/d = 4,376 \times 10^{-6}$$

$$V = 67,93 \text{ m/s}$$

$$Ma = 0,12$$

$$f = 1,398 \times 10^{-2}$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,02 olarak bulunur.

$$q = 101,5187 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Düz boru basınç kaybı } \Delta p_7 = q \frac{L}{d} f C_f = 101,5187 \cdot 0,46 \cdot 0,01398 \cdot 1,02 = 0,666 \text{ kg/m}^2 = 6,54 \text{ Pa}$$

Şekizinci eleman olan difüzör için difüzör uzunluk parametresi  $L / D_g = 360 / 457 = 0,788$

Akış tarafındaki uzunluk parametresi  $L / D_\varphi = 360 / 711 = 0,506$

$$AR = 0,397 / 0,164 = 2,421$$

$$Ma = 0,12$$

$$(4.11)'den \quad 2\theta = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2 \cdot 0,360} (\sqrt{0,397} - \sqrt{0,164}) \right] = 34,72^\circ$$



$2\theta$  açısı  $30^\circ$ 'den büyük ve uzunluk parametresi 1'den küçük olduğu için ani genişleme olarak kabul edilmiş ve basınç kaybı hesapları buna göre yapılmıştır.

$$(4.14)'den K_{AG} = \left(1 - \frac{0,164}{0,397}\right)^2 = 0,344$$

$$ve (4.13)'den \Delta p_8 = \left\{0,344 - \left[1 - \left(\frac{0,164}{0,397}\right)^2\right]\right\} 101,5187 = -49,272 \text{ kg/m}^2 = -483,19 \text{ Pa}$$

Birinci dalın dokuzuncu ve son elemanı olan düz boru basınç kaybı hesapları aşağıdadır.

$$Uzunluk parametresi  $L/d = 170 / 711 = 0,239$$$

$$(4.27)'den Re = 1,28 \times 10^5 \frac{0,711}{0,397} = 2,2924 \times 10^5$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \epsilon/d = 2,813 \times 10^{-6}$$

$$(4.19)'dan V = \frac{4,8}{0,431 \cdot 0,397} = 28,053 \text{ m/s}$$

$$(4.26)'dan Ma = \frac{28,053}{567} = 0,05$$

$$(4.6)'dan f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left( \frac{2,813 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(2,2924 \times 10^5)^{0,9}} \right)\right]^2} = 1,52 \times 10^{-2}$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1 olarak bulunur.

$$(4.22)'den q = 0,022 \cdot 28,053^2 = 17,3134 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Düz boru basınç kaybı (4.7)'den } \Delta p_9 = 17,3134 \cdot 0,239 \cdot 0,0152 \cdot 1 = 0,063 \text{ kg/m}^2 = 0,62 \text{ Pa}$$

İkinci dalın beşinci elemanı olan düz boru basınç kaybı hesapları aşağıdadır.

$$Uzunluk parametresi  $L/d = 230 / 457 = 0,503$$$

Bunun dışında diğer parametreler, aynı çapa sahip boru için aynıdır.

$$Re = 3,567 \times 10^5$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \varepsilon/d = 4,376 \times 10^{-6}$$

$$f = 1,398 \times 10^{-2}$$

$$C_f = 1,02$$

$$q = 101,5187 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Düz boru basınç kaybı (4.7)'den } \Delta p_{10} = 101,5187 \cdot 0,503 \cdot 0,01398 \cdot 1,02 = 0,728 \text{ kg/m}^2 = 7,14 \text{ Pa}$$

45° dirsek için kanal dairesel olduğundan en / boy oranı 1'dir.

$$\text{Nispi çap } R/D = 759 / 457 = 1,66$$

$$\text{Dirseğe kadar uzunluk / Çap} = 230 / 457 = 0,50$$

$$\text{Dirsekten sonraki uzunluk / Çap} = 0 / 457 = 0$$

$$Re = 3,567 \times 10^5$$

$$Ma = 0,12$$

$$A_g / A_\varphi = 1 \text{ ve dolayısıyla } (A_g / A_\varphi)^2 = 1$$

(4.8)'e uygun değerler için ilgili şekillerden aşağıdaki katsayılar elde edilir.

$$K = 0,13, C_{LM} = 0,6, C_{LD} = 0,62, C_{Re} = 0,8, C_M = 1, C_{en/boy} = 1, C_S = 1, C_{\Delta A} = 1, C_i = 1$$

$$K_{etken} = 0,13 \times (0,6 \times 0,62 \times 0,8 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1) = 0,039$$

$$(4.28)'den \Delta p_{11} = 101,5187 [0,039 + 1 - 1] = 3,96 \text{ kg/m}^2 = 38,83 \text{ Pa}$$

İki dalın birleştiği bölge düz boru olarak kabul edildiğinde, takip eden düz boru ile toplam 3110 mm uzunluğa sahip bir düz boru bölgesi elde edilir.

$$(4.19)'dan V = \frac{9,6}{0,431 \cdot 0,397} = 56,096 \text{ m/s}$$

$$(4.21)'den q = \frac{0,431 \cdot 56,096^2}{2 \cdot 9,81} = 69,229 \text{ kg/m}^2$$

$$(4.23)'den Re = \frac{9,6 \cdot 0,711}{3,75 \times 10^{-5} \cdot 0,397} = 4,585 \times 10^5$$

ve (4.25)'den  $Ma = \frac{56,096}{567} = 0,1$

Uzunluk parametresi  $L/d = 3110 / 711 = 4,37$

Nispi pürüzlülük  $\epsilon/d = 2,813 \times 10^{-6}$

(4.6)'dan  $f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{2,813 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(4,585 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,334 \times 10^{-2}$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,015 olarak bulunur.

Düz boru basınç kaybı (4.7)'den  $\Delta p_{12} = 69,229 \cdot 4,37 \cdot 0,01334 \cdot 1,015 = 4,096 \text{ kg/m}^2 = 40,17 \text{ Pa}$

60° dirsek için kanal dairesel olduğundan en / boy oranı 1'dir.

Nispi çap  $R/D = 1500 / 711 = 2,11$

Dirseğe kadar uzunluk / Çap =  $3110 / 711 = 4,37$

Dirsekten sonraki uzunluk / Çap =  $820 / 711 = 1,153$

$Re = 4,585 \times 10^5$

$Ma = 0,10$

$A_g / A_{\varphi} = 1$  ve dolayısıyla  $(A_g / A_{\varphi})^2 = 1$

(4.8)'e uygun değerler için ilgili şekillerden aşağıdaki katsayılar elde edilir.

$K = 0,14, C_{LM} = 0,755, C_{LD} = 0,63, C_{Re} = 0,77, C_M = 1, C_{en/boy} = 1, C_S = 1, C_{\Delta A} = 1, C_i = 1$

$K_{etken} = 0,14 \times (0,755 \times 0,63 \times 0,77 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1) = 0,051$

(4.28)'den  $\Delta p_{13} = 69,229 [0,051 + 1 - 1] = 3,53 \text{ kg/m}^2 = 34,62 \text{ Pa}$

30° dirsek için kanal dairesel olduğundan en / boy oranı 1'dir.

Nispi çap  $R/D = 845 / 711 = 1,19$

Dirseğe kadar uzunluk / Çap =  $1350 / 711 = 1,9$

Dirsekten sonraki uzunluk / Çap =  $815 / 711 = 1,15$

$$Re = 4,585 \times 10^5$$

$$Ma = 0,1$$

$$A_g / A_{\varphi} = 1 \text{ ve dolayısıyla } (A_g / A_{\varphi})^2 = 1$$

(4.8)'e uygun değerler için ilgili şekillerden aşağıdaki katsayılar elde edilir.

$$K = 0,11, C_{LM} = 0,7, C_{LD} = 0,62, C_{Re} = 0,77, C_M = 1, C_{en/boy} = 1, C_S = 1, C_{\Delta A} = 1, C_i = 1$$

$$K_{etken} = 0,11 \times (0,7 \times 0,62 \times 0,77 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1) = 0,037$$

$$(4.28)'den \Delta p_{14} = 69,229[0,037 + 1 - 1] = 2,56 \text{ kg/m}^2 = 25,11 \text{ Pa}$$

Dirsekten atmosfer çıkışına kadar toplam 5765 mm uzunluğa ve yine 711 mm çapa sahip düz dairesel boru mevcuttur.

$$\text{Uzunluk parametresi } L/d = 1465 / 711 = 8,11$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \epsilon/d = 2,813 \times 10^{-6}$$

$$f = 1,334 \times 10^{-2}$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,015 olarak bulunur.

$$\text{Düz boru basınç kaybı (4.7)'den } \Delta p_{15} = 69,229 \cdot 8,11 \cdot 0,01334 \cdot 1,015 = 7,60 \text{ kg/m}^2 = 74,53 \text{ Pa}$$

Dizel Egzoz Devresi Toplam Basınç Kaybı

$$\sum \Delta p_{n(1.dal)} = 120,721 + 5,615 + 2,342 + (-)110,339 + 2,423 + 15,5324 +$$

$$0,666 + (-)49,272 + 0,063 = -12,2486 \text{ kg/m}^2 = -120,12 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta p_{n(2.dal)} = 120,721 + 5,615 + 2,342 + (-)110,339 + 0,728 + 3,96 = 23,027 \text{ kg/m}^2 = 225,82 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta p_{n(ortak hat)} = 4,096 + 3,53 + 2,56 + 7,60 = 17,786 \text{ kg/m}^2 = 174,42 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta p_{n(toplam)} = (-)12,2486 + 23,027 + 17,786 = 28,5644 \text{ kg/m}^2 = 280,12 \text{ Pa} = 2,8012 \text{ mbar}$$

Görüldüğü üzere, dizel motoru üreticisinin 50 mbar olarak vermiş olduğu kabul edilebilir geri basınç değerinin sadece yüzde 5,6'sı kadar bir geri basınç egzoz devresince üretilmektedir. Bu basıncın yüzde 80'i giriş kısmınca üretilmektedir. Yüzde 10'luk bir kısım kompensatör ve düz borular tarafından, geri kalan yüzde 10'luk kısım ise dirseklerde ortaya çıkmaktadır. Girişi

hariç tuttuğumuzda, dirsekler ve düz boru kısmında ortaya çıkan geri basınç yaklaşık birbirine eşittir.

Sistemde mevcut üç adet ani genişlemede, ortaya çıkan toplam geri basıncın yüzde 90'ı kadar basınç kazanımı, yani negatif basınç ortaya çıkmaktadır.

Örnek dizel motorunun ürettiği egzoz gazı miktarı ve sıcaklığına uygun bir susturucu için susturucu katalogları incelendiğinde, uygun susturucuların genel olarak 5 ile 10 mbar arasında bir geri basınç ürettiği görülmektedir. Akışın sürekliliği için ani veya yavaş genişlemelerin gerekliliği ve bu elemanlardaki negatif basıncın toplam geri basıncı düşürme üzerindeki etkisi görülmektedir.

#### 4.2.2 Gaz Türbini Egzoz Devresi Basınç Kaybı Hesapları

NSEC (1972) Tablo 1'den, 450°C egzoz sıcaklığı için havanın akustik hızı 531 m/s, dinamik viskozite ise  $3,42 \times 10^{-5}$  kg/m-s olarak bulunur. Ortalama egzoz gazı basıncını 1045 mbar varsayarsak, ortalama gaz yoğunluğunu ideal gaz denkleminde aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$(4.18)'den \rho = \frac{104,5}{0,287 \cdot 723,15} = 0,504 \text{ kg/m}^3$$

Yukarıdaki değerleri kullanarak egzoz gazı kanalının her bir kısmındaki hız, dinamik basınç, Reynolds sayısı ve Mach sayısı değerleri bulunur.

$$(4.19)'dan V = \frac{73,8}{0,504 \cdot A} = \frac{146,43}{A} \text{ m/s} \quad (4.29)$$

$$(4.21)'den q = \frac{0,504V^2}{2 \cdot 9,81} = 0,026V^2 \text{ kg/m}^2 \quad (4.30)$$

$$(4.23)'den Re = \frac{70 \cdot d}{3,42 \times 10^{-5} \cdot A} = 2,16 \times 10^6 \frac{d}{A} \quad (4.31)$$

$$\text{ve (4.25)'den } Ma = \frac{V}{531} \quad (4.32)$$

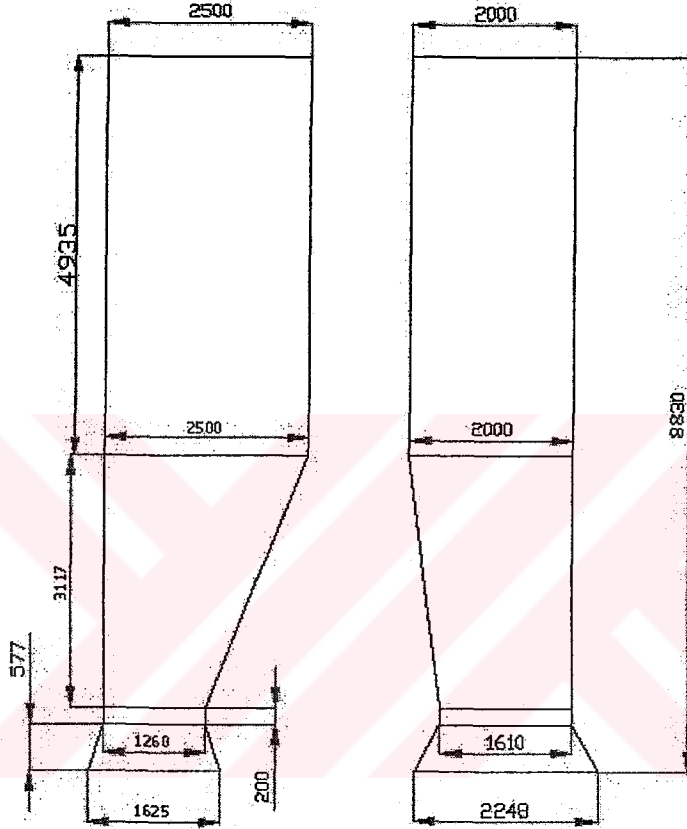
$$(4.29)'dan V_g = \frac{146,43}{3,653} = 40,085 \text{ m/s}$$

$$(4.30)'dan q_g = 0,026 \cdot 40,085^2 = 41,78 \text{ kg/m}^2$$

Çizelge 4.3'den giriş kayıp katsayısı 0,25 olarak alınır ve (4.7)'den  $\Delta p_1 = 10,445 \text{ kg/m}^2$   
 $= 102,43 \text{ Pa}$  olarak elde edilir.

$$(4.31)'den \text{ Re} = 2,16 \times 10^6 \frac{1,886}{3,653} = 11,15 \times 10^5$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \varepsilon/d = 1,06 \times 10^{-6}$$



Şekil 4.22 Örnek gaz türbini egzoz devresi

$$(4.6)'dan f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{1,06 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(11,15 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,14 \times 10^{-2}$$

$$(4.29)'dan V_{\zeta} = \frac{146,43}{2,0286} = 72,183 \text{ m/s}$$

$$q_{\zeta} = 0,026 V_{\zeta}^2 = 0,026 \cdot 72,183^2 = 135,47 \text{ kg/m}^2$$

$$q_{ort} = 0,5 (q_g + q_{\zeta}) = 0,5 (41,78 + 135,47) = 88,625 \text{ kg/m}^2$$

$$d_{h(ort)} = 0,5 (d_{h(g)} + d_{h(\epsilon)}) = 0,5 (1,886 + 1,414) = 1,65 \text{ m}$$

$$\text{Uzunluk parametresi } N/d_h = 0,577 / 1,65 = 0,35$$

$$Ma_g = \frac{V_g}{531} = \frac{40,085}{531} = 0,075$$

$$Ma_\epsilon = \frac{V_\epsilon}{531} = \frac{68,466}{531} = 0,136$$

$$Ma_{ort} = 0,5 (Ma_g + Ma_\epsilon) = 0,106$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,015 olarak bulunur.

$$A_\epsilon / A_g = 2,0286 / 3,653 = 0,555$$

$$\text{Boyutsuz parametre, } N / \sqrt{A_g} = 0,31$$

2θ Şekil 4.15'den 27° olarak elde edilir.

$$K = 0, C_M = 0$$

$$\Delta p_2 = f \frac{N}{d_{h(ort)}} q_{ort} C_f + \left\{ \left[ (K \cdot C_m) + 1 - \left( \frac{A_\epsilon}{A_g} \right)^2 \right] q_\epsilon \right\} = 0,0114 \cdot 0,36 \cdot 88,625 \cdot 1,015 +$$

$$\left\{ \left[ 0 + 1 - (0,555)^2 \right] 135,47 \right\} = 94,111 \text{ kg/m}^2 = 922,91 \text{ Pa}$$

Devrede nozuldan sonraki düz borunun basınç kaybı hesaplandığında:

$$(4.31)'den \text{ Re} = 2,16 \times 10^6 \frac{1,414}{2,0286} = 15,06 \times 10^5$$

$$q = 135,47 \text{ kg/m}^2$$

$$Ma = 0,136$$

$$\text{Uzunluk parametresi } L/d_h = 200 / 1414 = 0,14$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \epsilon/d = 1,415 \times 10^{-6}$$

$$(4.6)'dan f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{1,415 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(15,06 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,1 \times 10^{-2}$$



Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1,015 olarak bulunur.

$$\text{Düz boru basınç kaybı (4.7)'den } \Delta p_3 = 135,47 \cdot 0,14 \cdot 0,011 \cdot 1,015 = 0,212 \text{ kg/m}^2 = 2,08 \text{ Pa}$$

Devrenin üçüncü elemanı olan difüzör için difüzör uzunluk parametresi

$$L / D_{hg} = 3117 / 1414 = 2,2$$

$$\text{Akış tarafındaki uzunluk parametresi } L_d / D_{hç} = 4935 / 2222 = 2,22$$

$$AR = 5,0000 / 2,0286 = 2,465$$

$$Ma = 0,136$$

$$(4.11)'den \ 2\theta = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2 \cdot 3,117} \left( \sqrt{5} - \sqrt{2,0286} \right) \right] = 14,84^\circ$$

$L / D_{hg}$  kullanılarak şekil f'den  $C_p = 0,50$  olarak elde edilir.

$$C_{Ld} = 1,05, \ C_M = 1 \text{ ve } C_{p(\text{net})} = C_p \times C_{Ld} \times C_M = 0,5 \times 1,05 \times 1 = 0,525$$

$$\Delta p_4 = - C_p \times q = -0,525 \times 135,47 = -71,122 \text{ kg/m}^2 = -697,47 \text{ Pa}$$

$$\text{Düz boru için (4.31)'den } Re = 2,16 \times 10^6 \frac{2,222}{5} = 9,6 \times 10^5$$

$$(4.29)'dan \ V = \frac{146,43}{5} = 29,286 \text{ m/s}$$

$$(4.30)'dan \ q = 0,026 \cdot 29,286^2 = 22,3 \text{ kg/m}^2$$

$$(4.32)'den \ Ma = \frac{29,286}{531} = 0,055$$

$$\text{Uzunluk parametresi } L/d_h = 4935 / 2222 = 2,22$$

$$\text{Nispi pürüzlülük } \epsilon/d = 0,9 \times 10^{-6}$$

$$(4.6)'dan \ f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{0,9 \times 10^{-6}}{3,7} + \frac{5,74}{(9,6 \times 10^5)^{0,9}} \right) \right]^2} = 1,2 \times 10^{-2}$$

Sıkıştırılabilirlik düzeltme faktörü,  $C_f$ , Şekil 4.1'den 1 olarak bulunur.

Düz boru basınç kaybı (4.7)'den  $\Delta p_5 = 22,3 \cdot 2,22 \cdot 0,012 \cdot 1 = 0,594 \text{ kg/m}^2 = 5,83 \text{ Pa}$

Toplam dört elemandan oluşan gaz türbini egzoz devresi toplam basınç kaybı, her bir elemanın basınç kayıpları toplanarak hesaplanır.

$$\Delta p_{\text{toplam}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 = 10,445 + 94,111 + 0,212 + (-) 71,122 + 0,594 = 34,24 \text{ kg/m}^2 = 335,78 \text{ Pa} = 3,36 \text{ mbar}$$

Görüldüğü üzere, gaz türbini üreticisinin 90 mbar olarak vermiş olduğu kabul edilebilir geri basınç değerinin sadece yüzde 3,73'ü kadar bir geri basınç egzoz devresi tarafından üretilmektedir. Sistemde üretilen geri basıncın yüzde 90'ı nozulda ortaya çıkmaktadır. Toplam geri basıncın yüzde 76,5'i kadar basınç kazanımı da difüzörde oluşmaktadır.

Sistemde oluşan geri basınç üreticinin geri basınç sınırından düşüldüğünde, örnek gaz türbininin ürettiği egzoz gazı miktarı ve sıcaklığına uygun bir kızıl ötesi iz bastırma sistemi için yaklaşık 86 mbar geri basınç sınırı ortaya çıkmaktadır.

### 4.3 Örnek Egzoz Sisteminin Atık Isı Hesapları

Gerçek bir motorda, ideal motor çevrimleriyle karşılaştırıldığında, verim ve buna bağlı olarak mekanik iş üretimi, çevrim sırasında oluşan iç ve mekanik kayıplar nedeniyle düşer (Kesgin, 2003). Ana tahrik elemanının ürettiği güç, tahrik elemanının verimi doğrultusunda sevk sisteminde kullanılır. Egzoz gazları ile atmosfere verilen atık ısı üzerinde işe çevrilebilecek önemli miktarda ısı vardır. Egzoz gazı üzerindeki bu ısının bir bölümünün işe çevrilmesi sağlanabilir. Bu amaçla buhar üretilmesi, damıtık ve sıcak su elde edilmesi ve giriş havasının ısıtılmasında egzoz gazından yararlanılabilir (Küçükşahin, 2000). Örnek sistemimizin savaş gemisi olması nedeniyle her zaman bu miktarda ısı ortaya çıkmaz. Çünkü savaş gemileri, Şekil 1.2'den de görüleceği üzere kullanım yüzdelerinin düşük bir kısmında optimum sevk gücünde seyir yaparlar. Oysa ticari gemilerde inşa amaçlarından da anlaşılacağı gibi ekonomik olmak ön plandadır.

Çalışmanın bu kısmında, örnek egzoz sistemimizin ticari bir gemide bulunması durumunda egzoz gazı devresine yerleştirilecek atık ısı kazanları ile ne kadar bir ısı kullanılabilceğinin gösterilmesi hedeflenmiştir. Örnek egzoz sistemimizde bulunan en yüksek dizel egzoz sıcaklığı  $555^\circ\text{C}$  ve en yüksek gaz türbini egzoz sıcaklığı  $450^\circ\text{C}$  olarak Çizelge 4.4'de verilmiştir.

Zamandan bağımsız sabit akış için termodinamiğin 1. kanunu aşağıdaki denklemle ifade edilir

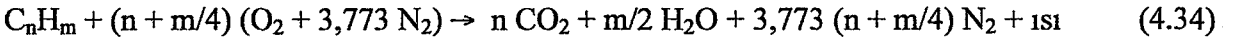
(Van Wylen vd., 1994).

$$Q_{k.h.} + H_R = W_{k.h.} + H_{\dot{U}} \quad (4.33)$$

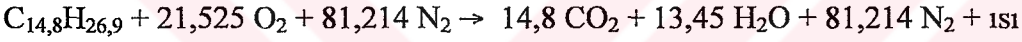
Çalışmanın bu kısmında,  $Q_{k.h.}$  hesaplanmıştır. Uygulamamızda  $H_R$ 'nin  $H_{\dot{U}}$ 'den fazla olduğunu Van Wylen vd. (1994) verdiği örneklerde göstermiştir. Dolayısı ile, hesaplayacağımız atık ısı miktarı tahrik sistemi elemanının ürettiği güçten daha fazla olacaktır.

Egzoz sistemi hesapları için egzoz gazının özelliklerini ve egzoz gazı hesapları için öncelikle yanma kimyasını incelememiz gerekmektedir.

$C_nH_m$  molekül bileşiğine sahip bir hidrokarbon yakıt, hava ile tam bir yanma meydana getirdiğinde yanma denklemi aşağıdaki gibi olacaktır (Okan, 1996).



$C_{14,8}H_{26,9}$  molekül bileşiğine sahip NATO F-76 yakıtının yanma denklemi aşağıdaki gibidir.



Teorik yanmada birim yakıtın yanma meydana getirdiği birim hava, stokiyometrik hava/yakıt oranı ile aşağıdaki şekilde bulunur (Van Wylen vd., 1994).

$$(A/F)_{sto} = \frac{HAVA(21,525(O_2) + 81,214(N_2))}{YAKIT(14,8(C) + 26,9(H))} = \frac{21,525(32) + 81,214(28)}{14,8(12) + 26,9(1)} = 14,488 \quad (4.35)$$

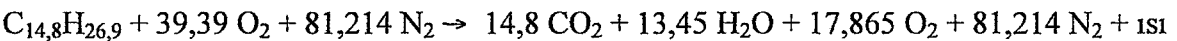
#### 4.3.1 Dizel Egzoz Devresi Atık Isı Hesabı

Dizel motoru için gerçek hava/yakıt oranını aşağıdaki gibi elde ederiz (Çizelge 4.4).

$$(A/F)_{gerçek} = \frac{m_x}{m_y} \quad (4.35)$$

$$(A/F)_{gerçek} = \frac{34099}{1287} = 26,5$$

Eşdeğerlik oranı,  $\Phi$ , gerçek hava/yakıt oranının stokiyometrik hava/yakıt oranına oranıdır ve örnek dizel motoru için 1,83 olarak elde edilir. Böylece, gerçek yanma denklemi aşağıdaki hali alır.



Egzoz gazının soğutulabileceği en düşük egzoz sıcaklığını hesaplayarak, egzoz devresine

yerleştirilebilecek bir ısı değiştirici ile egzoz gazından ne kadar enerji elde edebileceğimizi bulabiliriz.

Egzoz ürünleri içindeki su buharının mol oranı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$X_v = \frac{N_v}{N_T} \quad (4.36)$$

$$X_v = \frac{13,45}{14,8 + 13,45 + 17,865 + 81,214} = 0,10555$$

İdeal gaz karışımındaki her bir birleşenin kısmı basınçları toplamı, toplam basıncı verir. Böylece, elde edilen mol oranından su buharının kısmi basıncı bulunabilir. Egzoz gazı ortalama basıncı, 1025 mbar (102,5 kPa) olarak alındığında,

$$P_v = X_v \cdot P_T \quad (4.37)$$

$$P_v = 0,10555 \cdot 102,5 = 10,82 \text{ kPa}$$

Doymuş su buharı tablosundan enterpolasyon ile 10,82 kPa için çiğ kuru hava sıcaklığı 46,34°C olarak bulunur.

Yüzde yüz bağlı nem için çiğ egzoz sıcaklığı hesaplanarak yararlanılmış egzoz sıcaklığı bulunur.

Atmosferik hava sıcaklığını 25°C olarak alalım. Doymuş su buharı tablosundan bu sıcaklık için kısmi su buharı basıncını enterpolasyon ile 3,169 kPa olarak elde edilir.

Bu koşullardaki özgül nem aşağıdaki şekilde hesaplanır (Van Wylen, 1994).

$$w = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (4.38)$$

$$w = 0,622 \frac{3,169}{102,5 - 3,169} = 0,02$$

Böylece, havayla taşınan su moleküllerinin miktarı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$N_v = N_{hava} \cdot w \cdot \frac{M_{hava}}{M_{su}} \quad (4.39)$$

$$N_v = 39,39(1 + 3,773) \cdot 0,02 \frac{29}{18} = 6,06$$

İlave su ile yeni yanma denklemindeki suyun mol sayısı 19,51 olur.

Egzoz su buharının mol oranı ve kısmi basıncı, mevcut durum ile aşağıdaki hali alır.

$$(4.36)'dan \quad X_v = \frac{19,51}{14,8 + 19,51 + 17,865 + 81,214} = 0,1463$$

$$(4.37)'den \quad P_v = 0,1463 \cdot 102,5 = 15 \text{ kPa}$$

Doymuş su buharı tablosundan 15 kPa için çığ kuru hava sıcaklığı 53,97°C olarak bulunur.

Yüzde 1 oranında sülfür içermesi ön görülen F-76 dizel yakıtında bulunan sülfür, yanma sonucu oksijen ile kimyasal reaksiyona girerek sülfürik asit oluşturacak ve bu sülfürik asit, egzoz devresinde korozyona neden olacaktır. Bunu önlemek için, yüzde 1 orana sahip sülfürün, çığ sıcaklığı olan 130°C'ın üzerinde bulunulması gerekmektedir.

Böylece, dizel egzoz devresinden elde edilebilecek faydalı ısı miktarı aşağıdaki gibidir. Egzoz gazına ait  $c_p$  değeri, aynı sıcaklıktaki havanın  $c_p$  değeri ile eşit kabul edilirse atık ısı miktarı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$q = m \cdot c_p \cdot (T_c - T_g) \quad (4.40)$$

$$q = \frac{34560}{3600} \cdot 1.1043 \cdot (130 - 555) = -4505,54 \text{ kW}$$

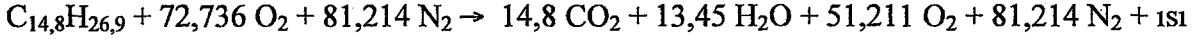
Atık ısıdan sülfürün çığ sıcaklığından yüksek olacak şekilde yararlanmak istediğimizden dolayı, dizel motoru egzoz sisteminden elde edilen atık ısı miktarı, dizel motorunun ürettiği güçten daha düşük olarak hesaplanmıştır.

### 4.3.2 Gaz Türbini Egzoz Devresi Atık Isı Hesabı

Gaz türbini egzoz devresi atık ısı miktarı, dizel egzoz devresi atık ısı hesaplama yöntemi izlenerek aşağıdaki şekilde hesaplanır. Gaz türbini için gerçek hava/yakıt oranını (4.35)'den

$$(A/F)_{gerçek} = \frac{252000}{5147,4} = 48,957 \text{ bulunur.}$$

Eşdeğerlik oranı örnek gaz türbini için 3,379 olarak elde edilir ve gerçek yanma denklemini aşağıdaki hali alır.



$$(4.36)'dan \quad X_v = \frac{13,45}{14,8 + 13,45 + 51,211 + 81,214} = 0,0837$$

Egzoz gazı ortalama basıncı, 1045 mbar (104,5 kPa) olarak alındığında,

$$(4.37)'den \quad P_v = 0,0837 \cdot 104,5 = 8,75 \text{ kPa}$$

Doymuş su buharı tablosundan enterpolasyon ile 8,75 kPa için çığ kuru hava sıcaklığı 43,05°C olarak bulunur.

$$(4.38)'den \quad w = 0,622 \frac{3,169}{104,5 - 3,169} = 0,0194$$

Böylece, havayla taşınan su moleküllerinin miktarı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$(4.39)'dan \quad N_v = 72,736(1 + 3,773) \cdot 0,0194 \cdot \frac{29}{18} = 10,85$$

İlave su ile yeni yanma denklemindeki suyun mol sayısı 24,30 olur. Egzoz su buharının mol oranı ve kısmi basıncı, mevcut durum ile aşağıdaki hali alır.

$$(4.36)'dan \quad X_v = \frac{24,30}{14,8 + 24,30 + 17,865 + 81,214} = 0,176$$

$$(4.37)'den \quad P_v = 0,176 \cdot 104,5 = 18,39 \text{ kPa}$$

Doymuş su buharı tablosundan enterpolasyon ile 18,39 kPa için çığ kuru hava sıcaklığı 58,1°C olarak bulunur.

Böylece, gaz türbini egzoz devresinden elde edilebilecek faydalı ısı miktarı aşağıdaki gibidir.

Egzoz gazına ait  $c_p$  değeri, aynı sıcaklıktaki havanın  $c_p$  değeri ile eşit kabul edilirse,

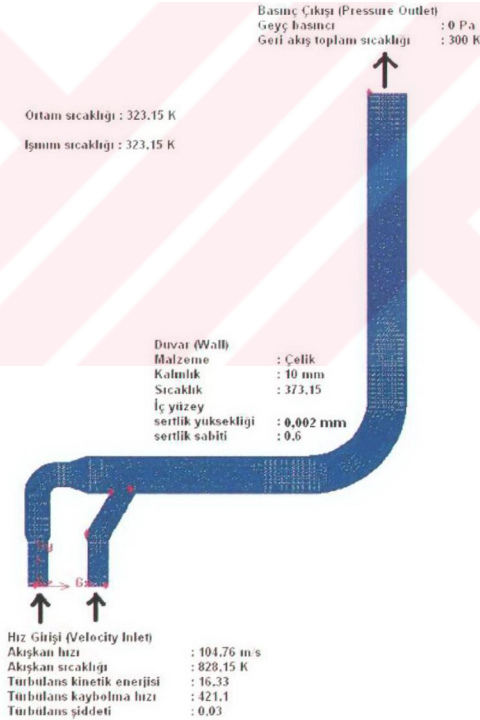
$$(4.40)'dan \quad q = \frac{265680}{3600} \cdot 1,08 \cdot (130 - 450) = -25505,28 \text{ kW olarak bulunur.}$$

Elde edilen atık ısı miktarı örnek gaz türbininin ürettiği güçten daha fazladır. Isı değiştiricide atık ısıyı daha düşük sıcaklığa düşürmek hedeflendiğinde daha yüksek miktarda atık ısıdan faydalanılır.

## 5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) UYGULAMASI

Örnek egzoz sisteminin geometrisi GAMBIT yazılımı ile modellenmiş ve model boyunca akış ve ısı transferi, bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan FLUENT kullanılarak çözüme gidilmiştir. HAD, tüm endüstride akışkan analizinde önemli bir yer tutmaktadır. HAD ile akışkanları benzetmek kolay olup bu yönüyle tasarımın ilk aşamalarında dahi kullanılmaktadır. Üç boyutlu HAD ile akışkan analizinin çok hassas ve kuvvetli bir araç olduğu ve zamana bağlı akışlarda da hassas sonuçlar verdiği görülmüştür (Hemph, 2003).

### 5.1 Modelleme



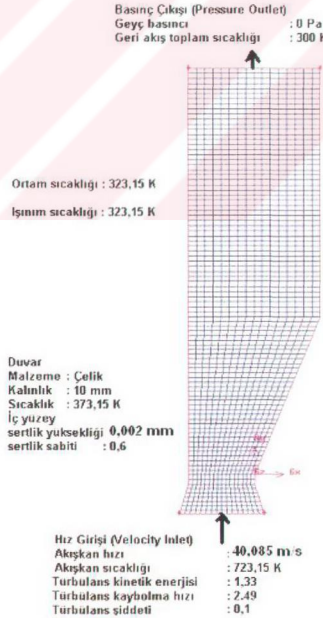
Şekil 5.1 Örnek dizel egzoz devresinin GAMBIT modeli



Yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı, dizel egzoz devresine Şekil 5.1'de görüldüğü gibi, toplam silindir sayısının yarısı bir daldan, kalan yarısı diğer daldan olmak üzere iki ayrı daldan 10 mm kalınlığına sahip çelik borulardan girmektedir. Egzoz devresi cidarlarından daha soğuk olan ortama ısı transferi yapılmakta, dolayısıyla egzoz devresi daha soğuk olan ortam tarafından soğutulmaktadır. Akışkan olarak örnek ana tahrik sistemimizce üretilen ve Bölüm 4'de özellikleri tanımlanan egzoz gazı kullanılmıştır.

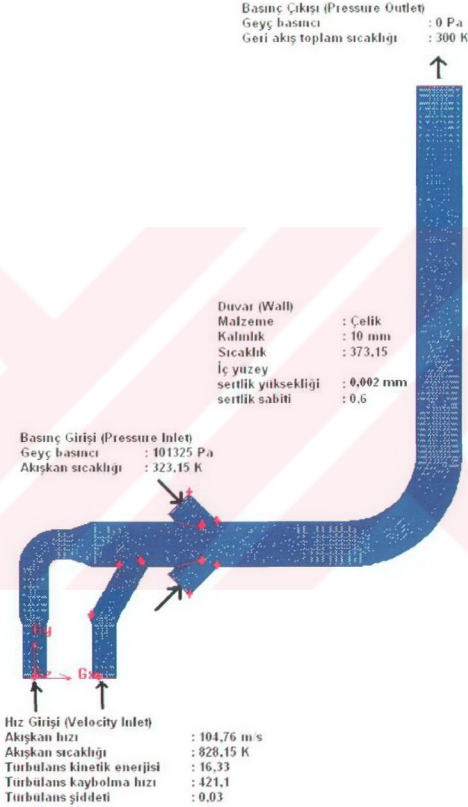
Egzoz devresi aksel simetrik olduğu halde simetri özelliği kullanılmamış, tüm devre modellenerek HAD uygulamasına tabi tutulmuştur. Ağ yapısı oluşturulan modelde toplam 297.649 adet hesap hücresi ve 611.407 adet yüzey bulunmaktadır.

Gaz türbini egzoz devresi de aynı şekilde modellenerek HAD uygulanmıştır. Dizel egzoz devresine nispeten basit olan geometrinin ağ yapısı oluşturularak üretilen modelde toplam 32.384 adet hesap hücresi ve 93.304 adet yüzey bulunmaktadır. Hesap hücreleri ağına sahip devrenin modeli Şekil 5.2'de görülmektedir.



Şekil 5.2 Örnek gaz türbini egzoz devresinin GAMBIT modeli

Çizelge 4.4'de verilen egzoz gazına ait veriler ile egzoz gazı tanımlanmış ve çeliğe ait fiziksel özellikler için ise yazılımın veri tabanından faydalanılmıştır. Egzoz devresi cidarlarının  $100^{\circ}\text{C}$ , devreyi çevreleyen ortamın ise  $50^{\circ}\text{C}$  sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 5.3 Hava alıcısı açılmış dizel egzoz devresinin GAMBIT modeli

Örnek dizel ve gaz türbini egzoz devresi modellerindeki akış akış, türbülans ve enerji denklemleri ile çözdürülmüştür. Türbülans denklemi standart k-ε türbülanslı akış modeli ile zamandan bağımsız olarak çözdürülmüştür. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yayılma hızı aşağıdaki denklemlerden hesaplanmıştır (Fluent, 2003).

$$\text{Türbülans şiddeti, } I = (0,16 \text{Re}_{Dh})^{-1/8} \quad (5.1)$$

$$\text{Türbülans boyu, } l = 0,07L \quad (5.2)$$

$$\text{Türbülans kinetik enerjisi, } k = \frac{3}{2}(V_{ort}I)^2 \quad (5.3)$$

$$\text{Türbülans yayılma hızı, } \varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (5.4)$$

$C_{\mu}$ , türbülans modelinde ampirik bir sabit olup yaklaşık 0,09'dur (Fluent, 2003).

Dizel egzoz devresindeki akış, Şekil 5.3'de görüldüğü gibi, devrenin karşılıklı olarak açılmış 457 mm çapa sahip iki adet hava girişi ile tadel edilmiş modeli için de çözdürülmüştür. Bu hava girişlerine 101.325 Pa basınçta, özellikleri egzoz gazı ile aynı ve ortam hava sıcaklığına (50°C) sahip gazın basıldığı kabul edilmiştir. Bu çözümde, geminin kızıl ötesi izi azaltılmak üzere egzoz gazı sıcaklığının düşürülmesi amaçlanmıştır. Hava girişleri basınç girişi olarak kabul edilerek çözüme gidilmiştir.

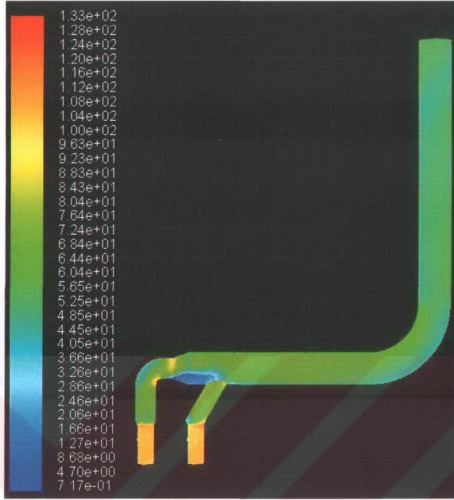
Tüm uygulamalarda yakınsama kriterleri olarak süreklilik ve hızlar (x, y ve z yönleri) için  $10^{-4}$ , enerji için  $10^{-6}$  ve k ile  $\varepsilon$  değerleri için  $10^{-3}$  alınmıştır.

## 5.2 Analiz

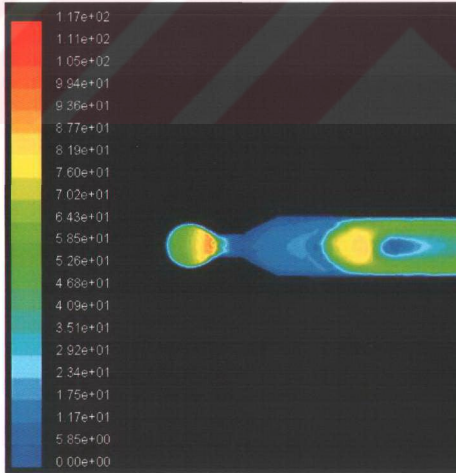
Başlangıçta 104,76 m/s hızı sahip egzoz gazı, yaklaşık 56,1 m/s hız ile çıkış yapmıştır (Şekil 5.4). Aynı değer Kısım 4.2.1'de 56,096 m/s olarak elde edilmişti. Egzoz gazının giriş yaptığı iki dalın birleştiği yerde, bize göre sağdaki daldan egzoz gazı girişi nedeniyle, akış hızlarının sıfıra yakın değerlere düştüğü ve girdap bölgesi oluştuğu görülmektedir (Şekil 5.5). Girdap bölgesine ait basınç değerleri Şekil 5.6 ile verilmiştir.

Şekil 5.7'de görüldüğü üzere girişte 1880 Pa basınca sahip egzoz gazı, egzoz devresini ortalama 700 Pa bir basınç ile terk etmektedir. Bu da toplam basınç kaybının yaklaşık olarak 1180 Pa yani 11,8 milibar olması demektir. Ampirik denklemler kullanılarak yapılan hesaplamann dört katı kadar bir değer HAD uygulaması sonucu elde edilmiştir. Elde edilen değer, üreticinin verdiği sınırlar dahilindedir.

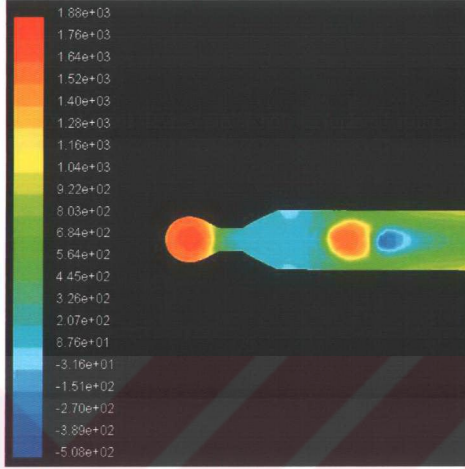
Sistemin analiz sonucu elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 5.8'de görülmektedir. 828,15 K ile giriş yapan egzoz gazı çıkışta 790 K sıcaklığa düşmekte, ısı transferi sonucu yaklaşık 40 K soğumaktadır.



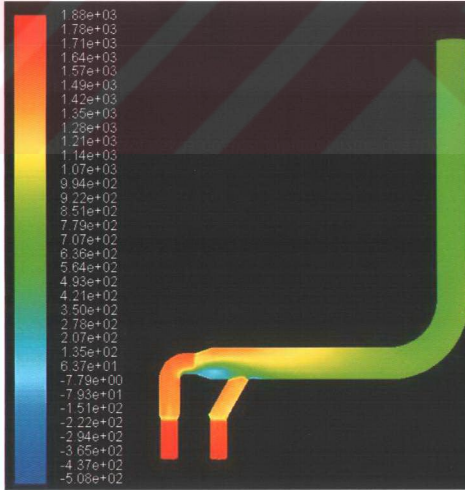
Şekil 5.4 Dizel egzoz devresi hız vektörleri



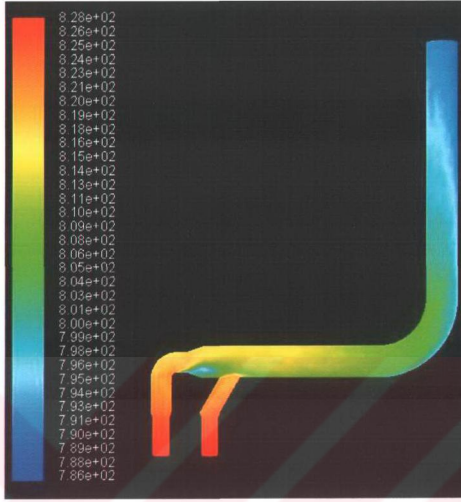
Şekil 5.5 Dizel egzoz devresi girdap bölgesi hız vektörleri



Şekil 5.6 Dizel egzoz devresi girdap bölgesi toplam basınç değerleri



Şekil 5.7 Dizel egzoz devresi toplam basınç değerleri

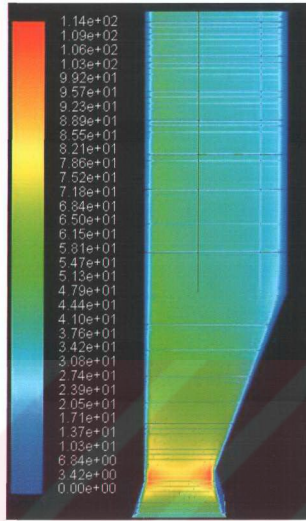


Şekil 5.8 Dizel egzoz devresinin toplam sıcaklık değerleri

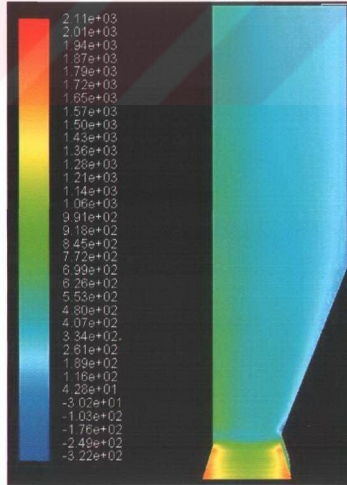
Gaz türbini egzoz devresi analizi sonucu elde edilen hız değerleri Şekil 5.9'da görülmektedir. 40,084 m/s ile devreye giriş yapan akışkanın ortalama 30 m/s hız ile çıkış yaptığı elde edilmiştir. Aynı değer Kısım 4.2.2'de 29,286 m/s olarak elde edilmiştir.

Örnek gaz türbini egzoz devresinin analiz sonucu elde edilen basınç değerleri Şekil 5.10'da görülmektedir. Ortalama 90 Pa basınç ile devreye giren akışkan, ortalama 4 Pa ile devreyi terk etmektedir. Yani devrede yaklaşık 80 Pa veya 8 milibar bir basınç kaybı ortaya çıkmaktadır. Bölüm 4'de söz konusu basınç kaybı ampirik denklemler ile 3,36 milibar yani HAD analizi ile elde edilen değer civarında olarak hesaplanmıştır.

Bahse konu egzoz devresinin HAD uygulaması ile elde edilen akışkan sıcaklık değerlerinin yaklaşık sabit olduğu elde edilmiştir (Şekil 5.11). Bu sonucun, yoğun gaz akışı ile akışkan üzerindeki ısının transfer edilememesi nedeniyle olduğu değerlendirilmektedir.

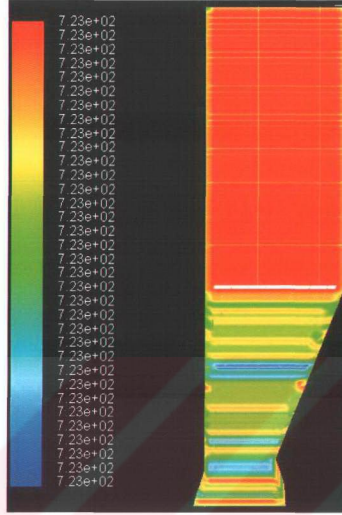


Şekil 5.9 Gaz türbini egzoz devresi hız değerleri



Şekil 5.10 Gaz türbini egzoz devresi toplam basınç değerleri

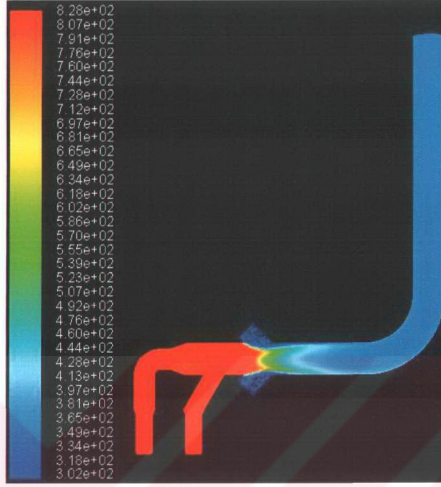




Şekil 5.11 Gaz türbini egzoz devresi akışkan sıcaklıkları

Dizel egzoz gazlarını soğutmak amacıyla tadilat yapılan devrenin sıcaklık değerleri Şekil 5.12'de görülmektedir. 323,15 K ortam sıcaklığı ve 101.325 Pa basınç ile devreye giriş yapan soğutucu akışkan, egzoz gazlarının 400 K (126,85°C) sıcaklığın altına düşmesine yol açarak gaz sıcaklığının 400 K düşmesini sağlamıştır. Bu da, ortam basıncından sadece 1 atm daha yüksek basınca sahip soğutucu akışkanın egzoz gazı sıcaklığını geminin kızıl ötesi ızı açısından arzu edilen sıcaklıklara düşürdüğünü göstermektedir.

Soğutulmuş gaz devresinin basınç değerleri Şekil 5.13'de görülmektedir.



Şekil 5.12 Dizel egzoz gazlarının soğutulması sonucu sıcaklık düşüŖü

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada örnek dizel ve gaz türbini egzoz devrelerinin, ana tahrik sistemi üreticilerinin koymuş olduğu sınırlar dahilinde basınç kaybı ürettikleri ampirik denklemler kullanılarak hesaplanmış ve HAD uygulaması ile benzer basınç değerleri elde edilmiştir. Aynı egzoz sistemi atık ısısının kullanılabilir ısıtma kapasitesi yine ampirik olarak hesaplanmıştır.

Dizel egzoz devresi basınç kaybı hesaplamalarında, toplam basınç kaybının yüzde seksenini meydana getiren girişin, başka bir tip olarak kabul edilmesiyle elde edilen sonuçlardan farklı sonuçlar elde edileceği değerlendirilmektedir. İleride yapılacak çalışmalarda egzoz devresi giriş kısmının tasarımı ile tasarımın iyileştirilmesine gidilecektir.

HAD uygulamasından elde edilen verilere göre dizel egzoz devresinde ortaya çıkan girdap kısmında yapılacak bir tadilat ile devrede daha düşük basınç kaybı oluşacağı ve akışın gürültüsünün azalacağı değerlendirilmektedir.

Sadece HAD'ın bir çözüm yöntemi olarak kullanıldığı durumda modelin çok detaylı tanımlanması gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Atık ısı kapasitesi hesapları ile örnek egzoz sistemi için atık ısı kazanı tasarlanabilir. Unutulmaması gereken nokta, savaş gemileri kullanım profillerinin atık ısı kazanı kullanımına izin vermemesidir. Bu çalışmanın ticari gemiler veya yolcu gemileri için yapılabileceği düşünülmektedir.

Örnek dizel egzoz devresi üzerinde yapılan bir tadilat ile soğutucu akışkan sağlanması durumunda egzoz gazları sıcaklığının önemli derecede azaldığı HAD uygulaması ile elde edilmiştir. Özellikle yüksek debide egzoz gazı çıkışının meydana geldiği gaz türbini egzoz devresi için aynı uygulamanın iki fazlı akış modelinin kullanıldığı HAD uygulaması ile benzetimi yapılabileceği ve böylelikle bahse konu devre için kızıl ötesi iz bastırma sistemi tasarlanabileceği değerlendirilmektedir. Tasarlanacak kızıl ötesi iz bastırma sisteminde, egzoz gazlarının soğutulmasının yanında, gemiye baca seviyesinin yukarısından hücum geliştirecek güdümlü mermilerin, egzoz gazının en yüksek sıcaklık değerine sahip olduğu egzoz devresi girişindeki sıcaklığı doğrudan algılamalarının engellenmesi hedeflenmelidir.

**KAYNAKLAR**

Birk, A.M. ve Davis, W.R., (1988), "Suppressing the Infra-Red Signatures of Marine Gas Turbines", The American Society of Mechanical Engineers 88-GT-3, Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition- June 5-9, 1988, Amsterdam/The Netherlands.

Birk, A.M., Thompson, J. ve Vaitekunas, D., (1988), "IR Signature Suppression of Modern Naval Ships", Presented at ASNE 21st Century Combatant Technology Symposium, 27-30 January 1988.

Caterpillar, (1997), Marine Engines Application and Installation Guide, Ventilation - Exhaust System, 1-97, 1997.

Def Stan, (2002), Ministry of Defense, Defense Standard 02-309, Requirements for the Gas Turbines, 10 October 2002.

Def Stan, (2002), Ministry of Defense, Defense Standard 02-313, Deisel Engines for Marine Propulsion&Auxiliary, July 2002

Değer, Y., (2004), "Coupled CFD-FE-Analysis for the Exhaust Manifold of a Diesel Engine", October 2004.

Det Norske Veritas, (2003), Rules for Classification of High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, July 2003.

E.I.Williams Steel Division, Engine Silencers, Reference Catalogue 7.

Fluent, (2003), Fluent 6.1 User's Guide, Elektronik Yayım, 25-01-2003.

Germanischer Lloyd, (2002), Rules and Guidelines 2002, Volume 1, Part 1 Seagoing Ships, Chapter 2 Machinery Installations, 2002.

Haleem, B.E., (2002), "How does an exhaust silencer work?", The Hindu-Online Edition, April 11, 2002.

Hemph, R., (2003), "A CFD Investigation of 2D and 3D Viscous Pulse Propagation in Engine Exhaust Systems", Thesis for the Degree of Master of Science, Department of Mathematics, Chalmers University of Technology and Göteborg University, May 2003, Göteborg/Sweden.

Hiscoke, B., "IR Suppression- Exhaust Gas Cooling by Water Injection", W.R.Davis Engineering Limited.

Jane's, (2002), Jane's Fighting Ships 2003-2004, Elektronik Yayım, 2002.

Kesgin, U., (2003), 2003-2004 Güz Yarıyılı (MKM) 620 6110 Gemi Makinelerinde Özel Konular Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Eylül 2003.

Küçükşahin, F., (2000), Gemi Makineleri Operasyonu-1, Güven Kitap Yayın Dağıtım, İstanbul.

Lindeburg, M.R., (2001), Mechanical Engineering Reference Manual for the PE Exam, Professional Publications, Kaliforniya.

Lloyd's Register, (1999), Provisional Rules for the Classification of Naval Ships, Volume 1, Part 1 Regulations, July 1999.

MAN B&W, Diesel Engines and the Environment-Noise.

MIL-E-23457B(SHIPS), (1976), Military Specification, Engines, Diesel Marine, Propulsional and Auxiliary, Medium Speed, 3 Marc 1976.

MTU Tecnicl Project Guide, Main Propulsion Plants with MTU Series 396TE/TB.4 Diesel Engines, VPS 07 201 (56 1E) 1/94, 1994.

NATO, (2004), Working Paper On Small Ship Design, NATO Naval Armaments Group, Naval Group 6 On Ship Design, 24 May 2004.

NSEC, (1972), (1972), "Data for Estimating Pressure Losses in Engine and Boiler Inlet and Exhaust Systems, DDS 221-1" Department of The Navy, Naval Ship Engineering Center, 1972.

NSSC, (1995), General Specifications for Ships of the United States Navy, Section 259 Internal Combustion Engine, Combustion Air, and Exhaust Systems Part I Surface Ships, Department of the Navy, Naval Sea Systems Command, 1995.

NSTM, (1998), Naval Ships' Technical Manual, Chapter 233, Diesel Engines, 31 August 1998.

NSTM, (1999), Naval Ships' Technical Manual, Chapter 234, Marine Gas Turbines, 12 January 1999.

Okan, O.B., (1996), Kapalı Çevrim Dizel Makineler, Bitirme Ödevi, Deniz Harp Okulu Komutanlığı, 07 Haziran 1996.

Svensson, B., (2005), "Silentor Targets Low-Frequency Noise, Diesel & Gas Turbine Worldwide", January-February:10-13, 2005.

Türk Loydu, (1999), Çelik Gemileri Klaslama Kuralları, Cilt B, Kısım 4 Makine Kuralları, 1999.

USCG, (2000), United States Coast Guard Marine Safety Center, MSC Guidelines for Review of Diesel Engines Exhaust Systems, 3 January 2000.

Van Wylen, G., Sonntag, R. ve Borgnakke, C., (1994), Fundamentals of Classical Thermodynamics, John Wiley & Sons Inc., New York.

White, F.M., (1999), Fluid Mechanics, WCB McGraw-Hill, New York.

## INTERNET KAYNAKLARI

[1]www.fbe.yildiz.edu.tr

[2]www.sciencedirect.com

[3]www.nafems.org

[4]www.manbw.com

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	20.03.1974	
Doğum yeri	Ankara	
Lise	1989-1992	Deniz Lisesi K.İğİ
Lisans	1992-1996	Deniz Harp Okulu K.İğİ Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000-2002	U.S.Naval Postgraduate School, Kaliforniya Makine Müh. Anabilim Dalı
Yüksek Lisans	2002-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Müh. Anabilim Dalı

**Çalıştığı kurum**

1996-1999	Dz.K.K.İğİ başlısı gemilerde branş subaylığı
2002-devam ediyor	Dz.K.K.İğİ İstanbul Tersanesi K.İğİ