T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SUSTURUCULARDA PERFORE DELİK ÇAPI, PERFORE ADEDİ VE BORU ÇAPININ GERİ BASINCA ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

DOĞANCAN ŞENOL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Doç. Dr. DİNÇER AKAL

EDİRNE-2024

Doğancan ŞENOL'un hazırladığı "**SUSTURUCULARDA PERFORE DELİK ÇAPI, PERFORE ADEDİ VE BORU ÇAPININ GERİ BASINCA ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalında bir **Yüksek lisans tezi** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri (Ünvan, Ad, Soyad): İmza

Prof. Dr. Ayşegül Can

Prof. Dr. Uğur AKYOL

Doç. Dr. Dinçer AKAL

Tez Savunma Tarihi: 12/06/2024

Bu tezin Yüksek Lisans/Doktora tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Doç. Dr. Dinçer AKAL
Tez Danışmanı ……

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Muharrem Tolga SAKALLI

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

T.Ü.FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

20/05/2024

Doğancan ŞENOL

İmza

Yüksek Lisans Tezi

Susturucularda Perfore Delik Çapı, Perfore Adedi Ve Boru Çapının Geri Basınca Etkisinin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Egzoz susturucuları, dizel veya benzinli motor farketmeksizin otomobil ve kamyonlarda, motorsikletlerde, jeneratörlerde, deniz taşıtlarında, uçaklarda, vinç ve ekskavatör gibi inşaat ve endüstriyel ekipmanlarda kullanılmaktadır. Bu susturucuların temel amacı, içten yanmalı motorlardan kaynaklanan yüksek ses seviyesini azaltmak ve egzoz gazlarının atmosfere atılabilmesini sağlamaktır. Ancak egzoz sistemlerinde kullanılan ses emici malzemeler, rezonatörler ve borular gibi direnç elemanları, gaz akışını kısıtlar ve egzoz sisteminde yüksek bir geri basınç oluşturur. Oluşan geri basınç sebebiyle yanmış gazlar serbestçe atılamadığı için, motorun verimliliği azalmaktadır. Bu çalışmada, egzoz sistemindeki karşı basınç oluşumunu etkileyen perfore delik çapı, boru çapı ve delik sayısı parametreleri incelenmiştir. Her bir parametrenin geri basınç üzerindeki etkisini belirlemek için, Solidworks Flow Simulation programı kullanılarak teorik modelleme ve analizler elde edilmiştir. Teorik analizleri yapılan susturucuların, ar-ge laboratuvarındaki test sistemi ile egzoz geri basınç deneyleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar kapsamında, farklı geometrik konfigürasyonlara sahip susturucu modelleri kullanılarak elde edilen veriler, grafik, çizelge ve şekiller kullanılarak detaylı bir şekilde sunulmuştur. Çalışma sonunda elde edilmiş veri ve analizler, hem üreticilere hem de araştırmacılara susturucu tasarımı ve egzoz geri basıncı arasındaki ilişki konusunda önemli katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

Yıl : 2024

Sayfa Sayısı : 92

Anahtar Kelimeler : Egzoz Susturucusu, Perfore Boru, Egzoz Geri Basıncı, İçten Yanmalı Motor, Gürültü.

Master's Thesis

Theoretical and Experimental Investigation of the Effect of Perforated Hole Diameter, Number of Perforations and Pipe Diameter on Back Pressure in Silencers

Trakya University Institute of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Engineering

ABSTRACT

Exhaust silencers are used in cars and trucks, motorcycles, generators, watercraft, aircraft, construction and industrial equipment such as cranes and excavators, regardless of whether they are diesel or gasoline engines. The main purpose of these silencers is to reduce the high noise level from internal combustion engines and to ensure that exhaust gases can be discharged into the atmosphere. However, resistance elements such as sound absorbing materials, resonators and pipes used in exhaust systems restrict gas flow and create a high back pressure in the exhaust system. Due to the back pressure, the efficiency of the engine is reduced because the combusted gases cannot be freely exhausted. In this study, the parameters of perforation hole diameter, pipe diameter and number of holes affecting the backpressure formation in the exhaust system are investigated. In order to determine the effect of each parameter on back pressure, theoretical modeling and analysis were obtained using Solidworks Flow Simulation program. Exhaust back pressure experiments of the theoretically analyzed silencers were carried out with the test system in the R&D laboratory. Within the scope of the experimental studies, the data obtained by using silencer models with different geometric configurations are presented in detail using graphs, charts and figures. It is thought that the data and analysis obtained at the end of the study will provide important contributions to both manufacturers and researchers on the relationship between muffler design and exhaust back pressure.

Year : 2024

Number of Pages : 92

Keywords : Exhaust Silencer, Perforated Pipe, Exhaust Back Pressure, Internal Combustion Engine, Noise.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada deneyler ve analitik çalışmalar, farklı perfore delik çapları, perfore adetleri ve boru çapları için egzoz geri basıncı ve susturucuların performans ölçütlerini değerlendirmek amacıyla özenle tasarlanmıştır. Elde edilen sonuçların, susturucu tasarımında temel parametrelerin belirlenmesi ve optimize edilmesi konusunda önemli bir bilgi kaynağı sağlayacağına inanıyorum. Bu süreçte benimle sabırla ilgilenen ve desteğini esirgemeyen danışman hocam Doç.Dr. Dinçer AKAL'a teşekkürü bir borç bilirim. Kendisinin değerli önerileri, eleştirileri ve katkıları tezimin kalitesini artırmamda kritik bir rol oynamıştır. Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesindeki katkılarından dolayı Bilen Egzost'a, Ali AÇIKGÖZ ve Buğra BAŞIHOŞ'a ayrıca teşekkür etmek isterim. Son olarak, aileme ve değerli eşime sağladıkları moral ve destek için teşekkür ederim. Onların inançları ve teşvikleri, bu tezi tamamlamamda benim için büyük bir güç kaynağı olmuştur.

İÇİNDEKİLER

ÖZET iv
ABSTRACT vi
ÖNSÖZ viii
İÇİNDEKİLER ix
SİMGELER VE KISALTMALAR xii
ÇİZELGELER DİZİNİ xiv
ŞEKİLLER DİZİNİ xv
BÖLÜM 1 1
GİRİŞ 1
1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı 2
BÖLÜM 2 3
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3
BÖLÜM 3 8
SUSTURUCULAR 8
3.1. Susturucu Tipleri 9
3.1.1. Aktif Tip Susturucular 9
3.1.2. Pasif Susturucular 10
3.1.2.1. Reaktif Tip Susturucular 11
3.1.2.2. Yutucu Tip Susturucular 12
3.1.2.3. Hibrid Susturucular 12

3.2. Egzoz Susturucu Tasarımı 13
3.3. Susturucu İmalatı 14
3.3.1. Malzeme Seçimi 18
3.3.2 Üretim Süreci 21
3.4. Perforeli Egzoz Susturucuları 33
BÖLÜM 4 35
TEORİK ÇALIŞMALAR 35
4.1. Bernoulli Denklemi 35
4.2. Hesaplamalarda Kullanılacak Olan Debi Formülünün Bernoulli Eşitliği Kullanılarak Türetilmesi 36
BÖLÜM 5 39
SAYISAL ÇALIŞMALAR 39
5.1. Geri Basınç Analizi 39
5.2. Başlangıç ve Sınır Koşulları 41
5.3. Geri Basınç Analiz Sonuçları 42
BÖLÜM 6 48
DENEYSEL ÇALIŞMALAR 48
6.1. Materyal 48
6.2. Method 50
6.3. Ölçüm Düzeneği 51
6.3.1. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar 54
6.4. Akış Ölçümleri 55
BÖLÜM 7 64
DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA 64
7.1. Deneysel Bulgular 64

7.1.1 Delik Çapının Geri Basınca Etkisi 65
7.1.2 Delik Adedinin Geri Basınca Etkisi 66
7.1.3 Boru Çapının Geri Basınca Etkisi 67
BÖLÜM 8 69
SONUÇ VE ÖNERİLER 69
8.1 Sonuç 69
8.2 Öneriler 70
KAYNAKÇA 71
ÖZGEÇMİŞ 76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

dB : Desibel

kg : Kilogram

mA : Miliamper

mm : Milimetre

mmHg : Milimetre cıva

a : AB kesit alanı (m^2)

A_1 : Ventürimetredeki büyük kesit alanı (m^2)

A_2 : Ventürimetredeki küçük kesit alanı (m^2)

B : Ventüriye ait büyük ve küçük kesit çaplarının oranı (mm)

C_D : Boşaltım katsayısı

d : Ventürimetrenin küçük kesit çapı (mm)

D : Ventürimetrenin büyük kesit çapı (mm)

F : Kuvvet (N)

h_1 : Ventürimetrenin büyük çaplı kesitindeki statik basınç (N/m^2)

h_2 : Ventürimetrenin küçük çaplı kesitindeki statik basınç (N/m^2)

k : Değişiklik katsayısı (boyutsuz)

k_i : İzoentropik sıkıştırma oranı (boyutsuz)

kPa : Kilopascal (N/m^2x1000)

p : AB kesitindeki akışkan basıncı (N/m^2)

P_1 : Ventüri giriş basıncı (N/m^2)

P_2 : Ventüri çıkış basıncı (N/m^2)

P_a : Pascal (N/m^2)

Q : Hacimsel debi (m^3/sn)

R : Evrensel gaz sabiti (J/K-mol)

T : Sıcaklık (°C, K)

u : X eksenindeki boyutsuz hız

v_1 : Ventürimetrenin büyük kesitindeki akışkan hızı (m/sn)

v_2 : Ventürimetrenin küçük kesitindeki akışkan hızı (m/sn)

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

Δh : Basınç Farkı (N/m^2)

ǿ : Perfore Delik Çapı (mm)

Ǿ : Perfore Boru Çapı (mm)

Kısaltmalar

DOC : Dizel oksidasyon katalizörü

EGR : Egzoz gazı devridaimi

CO : Karbonmonoksit

EGB : Egzoz geri basıncı

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1. Tasarım parametreleri 40
Çizelge 5.2. Akış analizi başlangıç ve sınır koşulları 42
Çizelge 5.3. Egzoz susturucu parametreleri ve sınır değerleri 43
Çizelge 5.4. Sayısal analiz sonuçları 47
Çizelge 6.1 Deneysel EGB sonuçları 63
Çizelge 6.2. Geri basınç analizi ve deneysel egzoz geri basınç (EGB) sonuçları 65

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Aktif susturucu sistemi genel şeması..... 10
Şekil 3.2. Reaktif tip susturucular..... 11
Şekil 3.3. Yutucu tip susturucu..... 12
Şekil 3.4. Hibrid tip susturucular..... 13
Şekil 3.5. Susturucu tasarım şeması..... 15
Şekil 3.6. Susturucu performansının teorik olarak hesaplanması..... 17
Şekil 3.7. Alüminyum saç..... 20
Şekil 3.8. St37 saç levha..... 21
Şekil 3.9. Giyotin..... 22
Şekil 3.10. Hidrolik silindir..... 23
Şekil 3.11. Egzoz gövdeleri..... 24
Şekil 3.12. Susturucu kapakları..... 25
Şekil 3.13. Perfore boru..... 26
Şekil 3.14. Havalı eksantrik pres..... 27
Şekil 3.15. Üç toplu silindir kıvırma makinesi..... 28
Şekil 3.16. Kıvırma makinesinde oluşturulan perfore saç formu..... 29
Şekil 3.17. Hidrolik pres makinesi..... 30
Şekil 3.18. Perfore boru ve kapak..... 31
Şekil 3.19. Üretimi tamamlanmış egzoz susturucuları..... 33
Şekil 3.20. Çapraz akışlı model..... 34
Şekil 3.21. Doğrudan akışlı model..... 34
Şekil 4.1. Akış bölgesi..... 35
Şekil 5.1. Susturucu tasarım geometrisi..... 39
Şekil 5.2. Egzoz susturucu mesh yapısı..... 41
Şekil 5.3. Egzoz susturucusu detaylı mesh görüntüsü..... 41
Şekil 5.4. Tasarım 1 geri basınç dağılımı..... 44
Şekil 5.5. Tasarım 2 geri basınç dağılımı..... 44

Şekil 5.6.Tasarım 3 geri basınç dağılımı.....44
Şekil 5.7. Tasarım 4 geri basınç dağılımı.....45
Şekil 5.8. Tasarım 5 geri basınç dağılımı.....45
Şekil 5.9. Tasarım 6 geri basınç dağılımı.....45
Şekil 5.10. Tasarım 7 geri basınç dağılımı.....46
Şekil 5.11. Tasarım 8 geri basınç dağılımı.....46
Şekil 5.12. Tasarım 9 geri basınç dağılımı.....46
Şekil 6.1. Egzoz susturucusu.....49
Şekil 6.2. Egzoz susturucu modelleri.....49
Şekil 6.3. Egzoz susturucu parçaları 50
Şekil 6.4. Deney Düzeneği.....51
Şekil 6.5. Hava körüğü.....52
Şekil 6.6. Ventüri 53
Şekil 6.7. Basınç farkı ve ventürimetre değerleri okuma panosu 53
Şekil 6.8. Geri basınç ölçüm düzeneği şematik gösterimi.....54
Şekil 6.9. Ventüri tüpü 55
Şekil 6.10. Tasarım 1 geri basınç grafiği 57
Şekil 6.11. Tasarım 2 geri basınç grafiği 57
Şekil 6.12. Tasarım 3 geri basınç grafiği 58
Şekil 6.13.Tasarım 4 geri basınç grafiği 58
Şekil 6.14. Tasarım 5 geri basınç grafiği 59
Şekil 6.15. Tasarım 6 geri basınç grafiği 60
Şekil 6.16. Tasarım 7 geri basınç grafiği 60
Şekil 6.17. Tasarım 8 geri basınç grafiği 61
Şekil 6.18. Tasarım 9 geri basınç grafiği 61
Şekil 6.19. Deneyi yapılan tasarımların geri basınç grafiği.....62
Şekil 7.1. Delik çapının geri basınca etkisi.....66
Şekil 7.2. Delik adedinin geri basınca etkisi.....67
Şekil 7.3. Boru çapının geri basınca etkisi.....68

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Egzoz gazlarının hızlı bir şekilde atmosfere salınması ihtiyacı, egzoz sistemi tasarımlarında istenmeyen gürültüye neden olmaktadır. Egzoz kaynaklı bu gürültü, çeşitli farktörlerden etkilendiği için farklı sebeplere bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu farktörler; motor hızı, motorun tipi, silindir sayısı, egzoz gazı akış hızı, egzoz sisteminde kullanılan malzeme ve emisyon kontrol sistemleridir. Günümüz şartlarında tasarlanan egzoz sistemleri, motordan çıkan atık gazları ve ses dalgalarını kontrol etmektedir (Özkan, Özsert, Ayhan, & Cesur, 2016).

19. yüzyılın ikinci yarısında içten yanmalı motorun icadından bu yana yarattığı gürültü, çevre için sürekli bir sorun kaynağı olmuştur. Bu sorunun kökeni büyük ölçüde basınç kaynaklı olup diğer tüm ses şiddetlerine kıyasla yaklaşık on kat daha fazla değişkenlik göstermektedir. Susturucu tasarımı, yıllardır büyük ilgi gören ve üzerinde çalışılmaya devam edilen bir konu olmuştur. Gürültü kirliliğini önleyebilmek için iyi bir susturucu tasarımı, en üst düzeyde gürültüyü azaltmalı ve motor için optimum karşı basınç oluşturmalıdır (Reddy & Prakash, 2016).

İçten yanmalı motorlarda, yanma odasında gerçekleşen patlamalar sonucunda oluşan egzoz gazları, hızlı bir şekilde atmosfere atılması gerekmektedir. Bu işlem, egzoz supapları ve egzoz manifoldu gibi bileşenler tarafından düzenlenmektedir. Ancak, egzoz gazlarının atmosfere salınması sırasında gazın serbest akışını engelleyen ve egzoz geri basıncı olarak adlandırılan bir direnç kuvveti meydana gelmektedir. Emme zamanında silindir içerisine alınan temiz hava-yakıt karışım miktarını arttırabilmek için, egzoz geri basıncının azaltılması gerekmektedir. Motor tasarımında, egzoz sistemi ve emisyon kontrol sistemlerinde yapılan değişikliklere bağlı olarak, oluşan geri basınç değerleri

farklılık göstermektedir. Ayrıca egzoz sistemlerinde kullanılan emisyon kontrol cihazları ve gürültü azaltıcı sistemler egzoz geri basıncını arttırmakla birlikte motora negatif yönde etki etmektedir (Doğan & Uysal, 2022).

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Egzoz sistemindeki susturucular, egzoz gazlarının atmosfere salınması sırasında oluşan gürültüyü azaltmak için kullanılmaktadır. Ancak, bu susturucuların iç yapısında bulunan delikler, kanallar ve diğer yapılar, egzoz gazlarının akışını engelleyerek geri basıncını artırmaktadır. Bu durum, egzoz gazlarının motor silindirlerinden daha zor bir şekilde çıkarak motordan gelen gücün azalmasına ve yakıt tüketiminin artmasına yol açmaktadır. Bu nedenle, egzoz sistemi tasarımında, susturucuların gürültüyü azaltırken aynı zamanda egzoz geri basıncını minimize etmesi gerekmektedir.

Bu çalışmanın amacı, mevcut literatürde ihmal edilen veya yeterince ele alınmayan susturucu parametrelerini belirlemek ve farklı parametre kombinasyonlarının egzoz geri basıncı üzerindeki etkisini detaylı bir şekilde incelemektir.

Yaptığımız çalışmada, egzoz susturucu tasarımında uygulanan perforasyon işlemine bağlı parametreler teorik ve sayısal analizlerle değerlendirilmiştir. Akış hesaplarında, perforasyonlu susturuculardaki basınç kaybı katsayısını belirlemek üzere matematiksel model oluşturulmuş, akışın tek boyutlu ve sıkıştırılamaz olduğu kabul edilerek analiz yapılmıştır. Matematiksel modelin sonucunda, giriş ve çıkış arasındaki basınç kaybı katsayısı bulunmuştur. Bu katsayı, incelenen model için giriş ve çıkış arasındaki toplam basınç farkını göstermektedir. Yapılan analizlerde elde edilen sonuçlar, gerçekleştirilen deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırılarak, egzoz geri basınç oluşumunu en aza indirecek optimal ölçülerde perforasyon parametreleri belirlenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Ayhan ve ark. tasarlamış oldukları araç susturucularının içerisinde bulunan perfore borularda farklı ölçülerdeki delik çaplarının poroziteye etkisini incelemişlerdir. Susturucudaki yanmış gazların tahliye edildiği bölgenin, egzoz geri basıncına herhangi bir etki yapmadığını belirtmişlerdir. Basınç değerinin susturucuda homojen kaldığı ve bu durumun gaz akışına karşı bir direnç oluşturmadığı, türbülans ve akış bozulmalarına sebebiyet vermediği belirlenmiştir. Sonuç olarak, bu durumun düşük geri basınç oluşmasına neden olduğunu ifade etmişlerdir (Özkan vd., 2016).

Doğan, yaptığı çalışmada, elektrik jeneratörlerinde kullanılan içten yanmalı bir dizel motorun egzoz sisteminde kullanılan ekipmanların egzoz geri basınç artışına olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Tüm yük koşulları altında yakıt tüketimi artışının, egzoz geri basıncını yenmeye çalışan motorun yakıt pompalama ihtiyacını artırmasından kaynaklandığını gözlemlemiştir. Egzoz geri basınç artışının, egzoz gaz sıcaklığında artışa neden olduğu sonucuna ulaşmıştır. Dizel motorlarda, bu tez çalışmasında olduğu gibi, egzoz susturucu sistemine yapılan ekipman ilavesinin egzoz emisyonlarını olumsuz yönde etkilediği sonucuna ulaşmıştır (Doğan, 2021).

Bartakke vd., içten yanmalı bir benzinli motorun egzoz susturucusuna ait perfore boru ve susturucu çapı parametrelerini optimize ederek bir model oluşturmuşlar ve bunu simulasyon ile gözlemlemişlerdir. Yapılan çalışmada, perfore borunun delik sayısı ve çapı arttıkça karbondoksit emisyonunun ve karşı basıncın azaldığı; bu durumun motor verimi artışına sebep olduğunu vurgulamışlardır (Durgam, Thanekar, Hajare, Bartakke, & Shet, 2022).

Danuri ve Nursal, egzoz akış tasarımında meydana gelen egzoz geri basınç seviyeleri ile susturucu konumu arasındaki ilişkiyi belirlemeyi ve motor performansının optimal düzeye getirilmesi için en uygun tasarımı önermeyi amaçlamışlardır. Dört zamanlı deniz dizel jeneratörünün egzoz sisteminde yapılan değişikliklerin egzoz geri basıncına olan etkilerini analiz edebilmek için susturucu konum simülasyonu yazılımı kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, egzoz borusunun toplam uzunluğu, büküm boruları ve dirsek sayısında yapılan değişikliklerin sonucu etkilediğini gözlemlemişlerdir. Egzoz sisteminin susturucusundaki modifikasyonların, karşı basıncın artmasına neden olduğunu ve güç üretimindeki verimliliği doğrudan etkilediğini tespit etmişlerdir (Nursal, Hashim, Nordin, Hamid, & Danuri, 2006).

Pesyridis ve Tocci, ağır hizmet tipi bir dizel motora organik Rankine çevrimi sistemi kurulmasının yakıt verimliliği üzerindeki etkilerini inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada, egzoz geri basıncının yakıt tüketimi üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Bulgulara göre, egzoz geri basıncının artması, aynı motor güç çıkışını korumak için motorun daha fazla yakıt tüketmesine neden olduğu vurgulamışlardır. Yüksek karşı basınca bağlı olarak egzoz sıcaklığının arttığını ve egzoz akışının azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, yüksek karşı basıncın aracın güç/ağırlık oranını önemli ölçüde etkilediği ve hacimce daha büyük ısı eşanjörü kullanılması gerektirdiğini belirtilmişlerdir (Karvountzis-Kontakiotis, ve diğerleri, 2017).

Bhure, yaptığı çalışmada, egzoz geri basıncın dizel oksidasyon katalizörü (DOC) ve egzoz gazı devridaimi (EGR) ile donatılmış dizel motorun performansı ve emisyon özelliklerine olan etkisini incelemiştir. Geri basınç kontrol valfi ve egzoz gazı resirkülasyonu sebebiyle oluşan egzoz geri basıncındaki değişimin, dizel motorda yanmayı ve emisyonları etkilediği; egzoz sistemindeki artan karşı basıncın, artan oksidasyon süresi nedeniyle hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonunu azaltarak dizel oksidasyon katalizatörü cihazının verimini arttırdığı; ancak bu durumun duman ve yakıt tüketiminde önemli bir artışa neden olduğu sonucuna ulaşmıştır (Bhure, 2018).

Kang ve Yang gerçekleştirdiği deneysel çalışmada, egzoz boru sisteminde tasarlanan üç farklı montaj geometrisine göre karşı basınç değişiminin egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Egzoz emisyonlarının testi yapılmış, aynı

zamanda egzoz boru sistemindeki geri basıncı ölçmüşlerdir. Yapılan deney sonuçlarına göre, geri basınç değerini ve hidrokarbon emisyonunu en aza indiren boru sistemi optimize etmişlerdir (Kang & Yang, 2022).

Hield çalışmasında, turboşarjlı bir dizel motorda artan egzoz geri basıncın etkilerini incelemek için Ricardo Wave yazılımı kullanmıştır. Çalışma sonuçlarına göre, egzoz geri basıncı arttıkça, oluşan yüksek basınca karşı gazları silindirden dışarı pompalamak için motorun normalden daha fazla çalıştığını belirtmiştir. Turboşarj kompresörü ve türbindeki düşen basıncın, bu bileşenlerden geçen hava akışını ve dolayısıyla motora gönderilen hava miktarını azalttığını vurgulamıştır. Egzoz gazı sıcaklığında önemli bir artış gözlenmiş ve bu durum, egzoz sıcaklığını düşürmek gerekliliğini ortaya koymuştur. Ayrıca, artan pompalama kayıplarını önlemek ve gereken ekstra gücü sağlamak için yakıt sarfiyatının arttığı ve bu nedenle özgül yakıt tüketiminin yükseldiği sonucuna ulaşmıştır (Hield, 2011).

Reddy ve Prakash, yaptıkları deneysel çalışmada, aerodinamik, mekanik, geometrik ve ekonomik kriter olmak üzere beş farklı tasarım parametresinin egzoz geri basıncına ve gürültüye olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada, tasarım parametreleri değiştirilerek motorun gürültü seviyesini optimize etmek ve karşı basıncı azaltmak amaçlanmıştır. Tasarlanan modelin gürültü ve karşı basınç testleri, mevcut susturucu ile karşılaştırılmış olup, gürültü ve egzoz geri basınç değerlerinin daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir (Reddy & Prakash, 2016).

Kumar ve Munjal, çalışmalarında, düşük egzoz geri basıncı elde etmek amacıyla tıpalı tip susturucu üzerinde üç farklı tasarım gerçekleştirmişlerdir. Egzoz geri basıncı, her üç konfigürasyon için parçalı akış-direnç ağı teorisi kullanılarak hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. İletim kaybını değerlendirmek için transfer matris metodu kullanılmış ve elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanmıştır (Munjal & Kumar, 2017).

Kalita ve Singh, yaptıkları çalışmada, dört silindirli dizel motorda kullanılacak bir egzoz susturucu tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Susturucu tasarım parametresi olarak egzoz geri basıncı alınmış ve farklı modeller için yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde, susturucu içerisine tıpa yerleştirildiğinde ve bölme delik sayıları

arttırıldığında egzoz geri basıncının arttığı gözlemlenmiş, reaktif susturucu tasarımı için optimal değerler elde edilmiştir (Kalita & Singh, 2021).

Uğur Kesgin, v tipi bir doğalgaz motoruna ait emiş sistemini ve egzoz dizaynını incelemiş, bu parametrelerin motor performansı üzerine olan etkilerini gözlemlemiştir. Yapılan gözlemler neticesinde, motor performansı üzerinde en büyük etki gösteren parametrenin egzoz dizaynı olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, emiş borularının olabildiğince kısa olması, egzoz manifold çapı ile silindir çapının farklı ölçülerde yapılması gerektiği sonuçlarına ulaşmıştır (Kesgin, 1999).

Ahmed Elsayed vd, üç farklı perde konfigürasyonunun egzoz susturucu performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Bu araştırma, perde yapılandırmasının iletim kaybı ve basınç düşüşü üzerine olan etkiye dair parametrik bir inceleme sunmaktadır. Yapılan çalışma sonucunda, perde boyutunu artırmanın egzoz geri basıncını yükselttiği ve maksimum iletim kaybı değerinin minimum frekans değerlerinde oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır. Egzoz geri basıncını azaltmak için çoklu deliklerin tercih edilmesi gerektiğini ifade etmişlerdir (Elsayed, ve diğerleri, 2017).

Amroune ve arkadaşları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanarak delikli boru yapısının egzoz susturucu performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında, aynı poroziteye sahip farklı delik çaplarının iletim kaybı üzerindeki etkilerini gözlemlemişler ve küçük delik çapına sahip olan susturucuda iletim kaybının daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Mohamad, Karoly, Zelentsov, & Amroune, 2021).

Bhosale ve arkadaşları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak susturucu geometrisindeki üç değişikliğin geri basınca olan etkisini incelemişler ve bölme aralığı daha düşük olan susturucunun en düşük egzoz geri basıncı ürettiği sonucuna ulaşmışlardır (Mane, Bhosale, & Deshpande, 2016).

Joardder ve Roy, yaptıkları çalışmada, farklı yük koşullarındaki geri basıncın motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine olan etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında tek silindirli bir dizel motor kullanılmış ve motor performansı ile egzoz emisyonları olmak üzere iki parametre için ölçüm yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda, 40 mmHg değerine kadar artan egzoz geri basıncın fren termal verimini ve

özgül yakıt tüketimini etkilemediği, yüksek hız koşulları altında artan egzoz geri basıncı ile birlikte CO (Karbon monoksit) seviyelerinde azalma olduğunu gözlemlenmiştir (Joardder, Uddin, & Roy, 2011).

Pangavhane ve arkadaşları, susturucuda perfore delik çapı ve delik yerleşiminin geri basınca olan etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile analiz etmişlerdir. Elde edilen veriler deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve delik yerleşiminin egzoz geri basıncı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Değiştirilen porozite oranı ile, egzoz geri basıncı ilişkisini grafik ve çizelgeler ile ayrıntılı bir şekilde göstermişlerdir (Pangavhane, Ubale, Tandon, & Pangavhane, 2013).

Chavan ve Wadkar, absorptif yapıya sahip egzoz susturucusunun akış ve gürültü hesaplamalarını akışkanlar dinamiği yazılımı ile optimize ederek susturucu tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, susturucunun daha az geri basınca sahip olduğu ve iletim kaybının 10-18 dB'e kadar çıktığı; gürültü seviyesinin iş güvenliği ve sağlığı standartlarına göre izin verilen aralıkta olduğu sonuçlarına varmışlardır (Chavan & Wadkar, 2013).

Karuppusamy ve Senthil, tasarladıkları katalitik konvertörü hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile analiz ederek, sınırlı değerdeki egzoz geri basıncı ile maksimum filtrasyon verimliliği elde etmeyi amaçlamışlardır. Analizlerde, belirtilen sınır koşulları ve akışkan özellikleri kullanılarak farklı kombinasyonlarına sahip modeller simüle edilmiş ve bunların egzoz geri basınç değişimleri incelemiştir. Yapılan deneyler sonucunda, giriş konisi açısındaki artışın gaz akışının girdabını arttırdığı, giriş konisi uzunluğundaki artışın, egzoz geri basıncını azalttığı, katalitik konvertörün fren termal verimini düşürdüğü ve yakıt debisini arttırdığı sonuçlarına ulaşmışlardır (Karuppusamy & Senthil, 2013).

BÖLÜM 3

SUSTURUCULAR

İçten yanmalı motor susturucularının esas amacı, gürültü emisyonunun azaltılması olarak ifade edilmektedir. Gürültü, istenmeyen ses olarak tanımlanmaktadır. Egzoz valfinin ardışık olarak açılması, yüksek basınçlı gazın egzoz sistemine girişine izin vermesi sonucunda oluşan ve algıladığımız sesleri temsil eden basınç dalgalarını meydana getirmektedir. Motor devri artışı ile doğru orantılı olarak basınç dalgalarının da artması durumu, yayılan sesin daha yüksek bir frekansa erişmesine neden olmaktadır. Ancak, otomobillerin yaydığı gürültü, yalnızca egzoz sisteminden kaynaklanmamaktadır. Araç gürültü emisyonuna sebep olan diğer unsurlar arasında emme gürültüsü, mekanik gürültü ve motor gövdesi ile şanzımandan kaynaklanan titreşim kaynaklı gürültü de bulunmaktadır. Bu nedenle, susturucuların tasarımı, egzoz gaz akışına izin verirken ses iletimini kısıtlayarak gürültü emisyonunu azaltmayı amaçlamaktadır (Potente, 2005).

İçten yanmalı motorlar temelde, benzinli ve dizel motorlar olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Benzinli motorlarda yanma, buji tarafından üretilen kıvılcım ile gerçekleşirken; dizel motorlarda silindir içi sıcaklığın yakıtın yanma sıcaklığının üzerine çıkmasıyla daha yüksek bir sıkıştırma oranında gerçekleşmektedir. Her iki motor tipinde de, yanma yoluyla yakıttan gelen kimyasal enerji, mekanik enerjiye dönüşmektedir (Das, ve diğerleri, 2022).

Emiş sistemleri, motordan elde edilen performansı artırmak için silindir içerisine düzenli bir şekilde hava-yakıt karışımı ileterek yanmayı optimize etmektedir. Egzoz sistemleri ise, yanma sonucu oluşan gazları etkili bir biçimde atmosfere boşaltarak motorun verimli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Egzoz sistemi tasarımı, motor performansını etkileyen kritik bir faktör olmakla birlikte, kötü tasarlanmış bir egzoz

sistemi geri basınç artışına neden olmaktadır. Yüksek egzoz geri basıncı, gaz akışını engelleyerek motor performansı üzerinde olumsuz etkilere yol açmaktadır (Das, ve diğerleri, 2022).

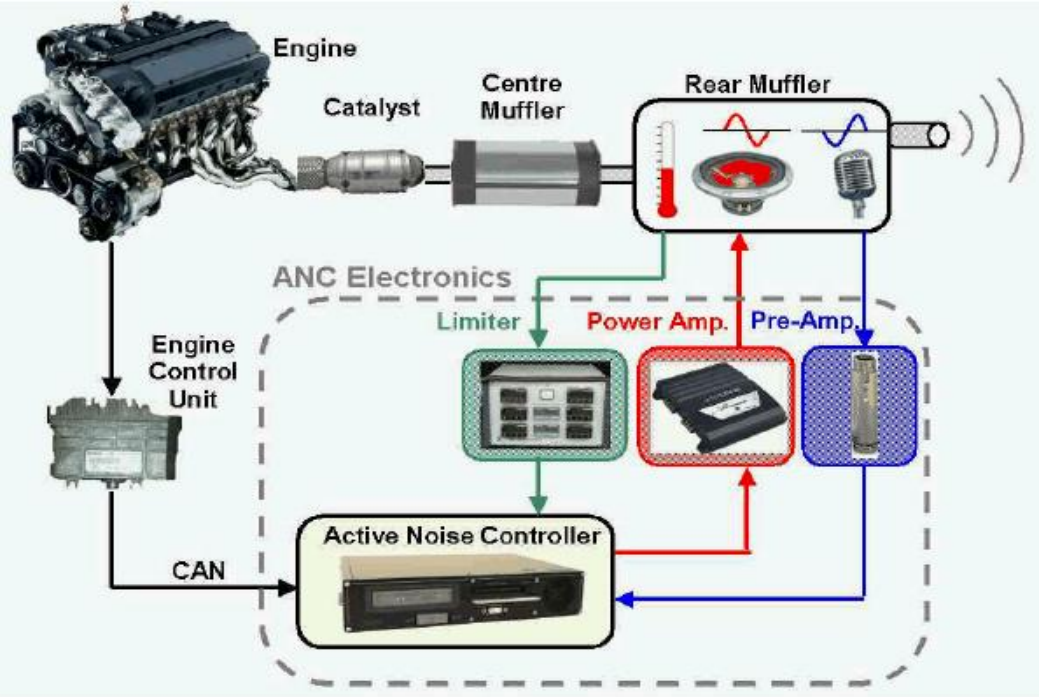
3.1. Susturucu Tipleri

Egzoz susturucuları, tasarım, yapısal özellikler ve kullanım amaçlarına göre farklı kategorilere ayrılmakta olup, aktif ve pasif tip olarak sınıflandırılmaktadır. Pasif susturucular, akustik enerjinin ısı olarak dağılıp dağılmadığına veya geri yansıtılıp yansıtılmadığına bağlı olarak; yutucu, reaktif ve her iki tip susturucunun birleşimi olan hibrid olmak üzere üç kategoriye ayrılmaktadır.

3.1.1. Aktif Tip Susturucular

Aktif egzoz susturucuları, elektronik kontrol sistemleri aracılığıyla motorun çalışma koşullarına ve sürüş tarzına bağlı olarak gürültü seviyesini düzenlemektedir. Bu susturucuların çalışma prensibi, dışarıdan gelen ses dalgalarını algılayarak buna karşı ses dalgaları oluşturması ve böylece gürültünün etkili bir şekilde sönümlenmesi metoduna dayanmaktadır (Krüger, Castor, & Jebasinski, 2007).

Motordaki yüksek gürültü seviyeleri, düşük frekans bileşenlerine sahip olduğundan, aktif ses kontrolü tekniklerine dayalı elektronik susturucuların kullanımı, oluşan gürültü problemlerini engellemek için etkili bir çözüm sunmaktadır. Bu işlemde, eşit genlikte fakat zıt fazda üretilen karşı gürültü, ana gürültüyle birleştirilerek her iki gürültünün de bastırılması sağlanmaktadır. Aktif susturucular, dış ortamdaki gürültüyü azaltmanın yanı sıra iç mekandaki sürücü ve yolcular için daha sessiz bir sürüş deneyimi sunmaktadır. Şekil 3.1’de aktif susturucu sistemi genel şeması gösterilmektedir (Krüger vd., 2007).



Şekil 3.1. Aktif susturucu sistemi genel şeması (Krüger vd., 2007).

Aktif egzoz susturucuları, mikrofonlar, kontrol ünitesi ve hoparlör gibi ekipmanlardan oluşmaktadır. Mikrofonlar egzoz gürültüsünü algılayarak dış ortamdaki ses seviyesini ölçmektedir. Kontrol ünitesi, mikrofonlardan gelen verileri işleyerek, karşı basınç dalgalarını hesaplamaktadır. Hoparlörler ise, egzoz gürültüsünü nötralize etmek için kullanılmaktadır. Bu susturucuların, motorun farklı hızlarda ve yük altındayken ürettiği gürültüyü düzenleyebilmesi; motorun çalışma verimliliğini artırarak yakıt ekonomisini optimize edebilmesi; düşük hızlarda ve yükte motorun sessiz çalışmasını sağlayarak çevresel etkiyi azaltabilmesi gibi çeşitli avantajları bulunmaktadır. Ancak, aktif egzoz susturucuları daha karmaşık ve pahalı olduğundan, lüks ve yüksek performanslı araçlarda tercih edilmektedir (Krüger vd., 2007).

3.1.2. Pasif Susturucular

Pasif susturucularda, dışarıdan gelen ses dalgalarını absorbe etmek ve içerideki titreşimleri azaltmak için özel ses emici malzemeler kullanılmaktadır. Bu uygulama, sesin kontrol altına alınmasını sağlayarak dış çevreye daha az gürültü yayılmasını ve böylelikle çevresel etkinin minimize edilmesini mümkün kılmaktadır. Aktif susturuculara göre daha az bakım gerektirmesi ve uzun ömürlü olması, birçok otomobil ve motorlu taşıtlarda

tercih edilmesini sağlamaktadır. Ancak, ses emici malzemelerin kullanılması motora geri basınç verilmesine, güç iletiminin bozulmasına ve yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Ayrıca, pasif susturucular yalnızca yüksek frekanslı sesleri azaltmada etkili olmaktadır (Krüger vd., 2007).

3.1.2.1. Reaktif Tip Susturucular

Reaktif susturucular, ses dalgalarını kontrol etmek ve düzenlemek amacıyla kullanılmakta olup, Helmholtz rezonatörü veya genleşme odası prensiplerine göre tasarlanmaktadır. Helmholtz rezonatörü, belirli frekanstaki ses dalgalarını rezonans ile absorbe ederek soğurmaktadır. Genleşme odası ise, ses dalgalarını genişleyip daralan bir odada yansıtarak enerji kaybı oluşturmaktadır. Şekil 3.2'de farklı tasarım geometrisine sahip reaktif tip susturucular gösterilmektedir (Kore, Aman, & Abudlkadir, 2011).

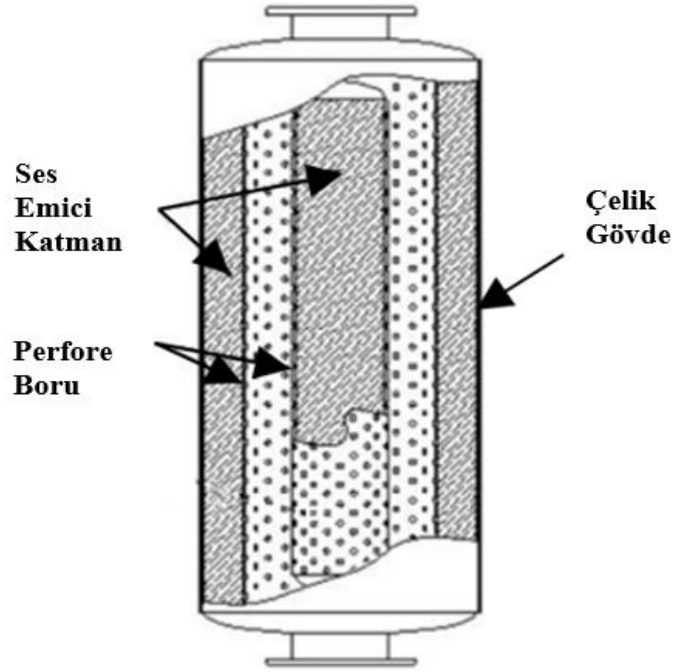


Şekil 3.2. Reaktif tip susturucular

Reaktif susturucularda, egzoz gazları belirli bir geometriye sahip odalardan geçirilerek, ses darbelerinin yönlendirilmesi sağlanmaktadır. Bu özellik, gürültüyü azaltma kapasitesini artırarak çeşitli frekanstaki seslerin kontrol edilebilmesini sağlamaktadır. Binek araçlarda, gürültü emisyonunun ve yolcu konforunun büyük önem taşıdığı durumlarda reaktif susturucular tercih edilmektedir (Prajapati & Desai, 2016).

3.1.2.2. Yutucu Tip Susturucular

Yutucu tip susturucular, çelik bir gövde içine entegre edilmiş perfore borulardan oluşmaktadır. Bu borular arasında yer alan ses emici malzeme katmanı, basınç darbelerinin oluşturduğu sesi absorbe etmektedir. Ayrıca, yutucu tip susturucular, reaktif susturuculara göre daha az geri basınç oluşturmaktadır. Şekil 3.3'te yutucu tip susturucu tasarımı gösterilmektedir (Bhadke & Mahajan, 2016).



Şekil 3.3. Yutucu tip susturucu (https://www.vanec.com/absorptive-type-silencers.html).

3.1.2.3. Hibrid Susturucular

Hibrid susturucular, farklı ses kontrol sistemlerinin bir araya getirilmesi ile gürültü azaltımı sağlamaktadır. Bu susturucular, aktif ve pasif tip susturucu kontrol elemanlarını birleştirerek daha geniş bir frekans aralığında ses düzenlemesi yapabilmektedir. Şekil 3.4'te hibrid susturuculara ait görsel paylaşılmaktadır (Çetin, 2011).



Şekil 3.4. Hibrid tip susturucular (Çetin, 2011).

Yutucu ve hibrid tip susturucularda kullanılan sönümleyici malzemeler, egzoz gazlarının sahip olduğu yüksek sıcaklıklara, basınçlara ve kimyasal etkileşimlere maruz kalmaktadır. Bu olumsuz koşullar, zamanla malzemenin yapısal özelliklerini ve performansını etkilemektedir. Hibrid tip susturucular, yapısal dayanıklılığı ve korozyon direnci açısından üstünlük sunmaktadır. Bu durum, belirli uygulama koşullarında diğer susturucu tiplerine göre daha dayanıklı olmasını ve daha uzun süre hizmet verebilmesini sağlamaktadır (Özkan vd., 2016).

3.2. Egzoz Susturucu Tasarımı

Basınç kaybı, egzoz sistemindeki akış performansını etkileyen önemli bir faktör olarak, yanmış egzoz gazlarının susturucudan serbestçe geçmesini engellemektedir. Bir traktör motoru için belirlenen maksimum karşı basınç değeri 10 kPa olup, bu değerin aşılmaması gerekmektedir. Ancak susturucu tasarımları motorun gücüne, devrine ve uygulamaya bağlı olarak değişkenlik gösterdiğinden, egzoz geri basınç değerini etkilemektedir. Egzoz gazları, manifold, egzoz borusu, katalitik konvertör ve susturucu boyunca olan hareketinde, sistem bileşenleri sebebiyle dirençle karşılaşmaktadır. Bu direnç, gazların serbestçe akmasını engelleyen veya zorlaştıran bir karşı basınç

oluşturmaktadır. Karşı basınç, bir akışkanın (gaz veya sıvı) belirli bir bölgedeki basınca karşı uyguladığı geri basınç olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, susturucu tasarımının karşı basınç değerlerine göre optimize edilmesi, gazların akış verimliliğini artırmakta ve gürültünün kontrol edilebilmesini sağlamaktadır (Çetin, 2011).

Deneysel çalışmalarda kullandığımız tek oda ve tek giriş-çıkış borusuna sahip susturucu modellerindeki egzoz geri basınç değişimi, üç farklı faktörden kaynaklanmaktadır. Bu faktörlerden ilki, genişleme odası ile ilgili olup, gazların bu bölgede daha fazla alana yayılması ve hızlarının azalmasıyla gerçekleşen basınç düşüşü, gürültüyü de azaltmaktadır. İkincisi, çıkış borusuyla ilişkilendirilmektedir. Susturucu içerisinde dönme ve kıvrılma hareketleri gerçekleştiren egzoz gazları türbülansa neden olmaktadır. Türbülans, basınç düşüşüne sebebiyet verdiğinden dolayı ses dalgalarını absorbe ederek gürültüyü azaltmaktadır. Üçüncü faktör ise çıkış borusundaki genişlemeden kaynaklanmaktadır. Susturucudan ayrılan egzoz gazları, çıkış borusunda genişlemektedir. Bu genişleme, akışkanın hızını azaltmakta ve basınç düşüşüne yol açmaktadır. Oluşan basınç düşüşü, ses dalgalarını daha fazla emerek gürültünün azaltılmasına yardımcı olmaktadır. Yanma odasındaki patlamalardan kaynaklanan ses enerjisi, egzoz borusu boyunca hareket ederken karşılaştığı basınç sebebiyle geriye doğru itilirek, yanma odasına doğru gitmeye zorlanmaktadır. Geriye dönen gazlar, daha az miktarda temiz hava ve yakıtın yanmasına neden olduğundan, motordan istenen performans seviyelerine ulaşabilmek için yakıt tüketiminin yükselmesine sebep olmaktadır. Ayrıca, motorun gücü arttıkça, egzoz gazı debisi ve basınç kaybı artacağından, egzoz emisyonları da artmaktadır. Susturucuların doğru bir şekilde tasarlanması, emisyon kontrolü sağlamak ve motor performansını etkilemeden ses seviyesini azaltmak için önem taşımaktadır (Çetin, 2011).

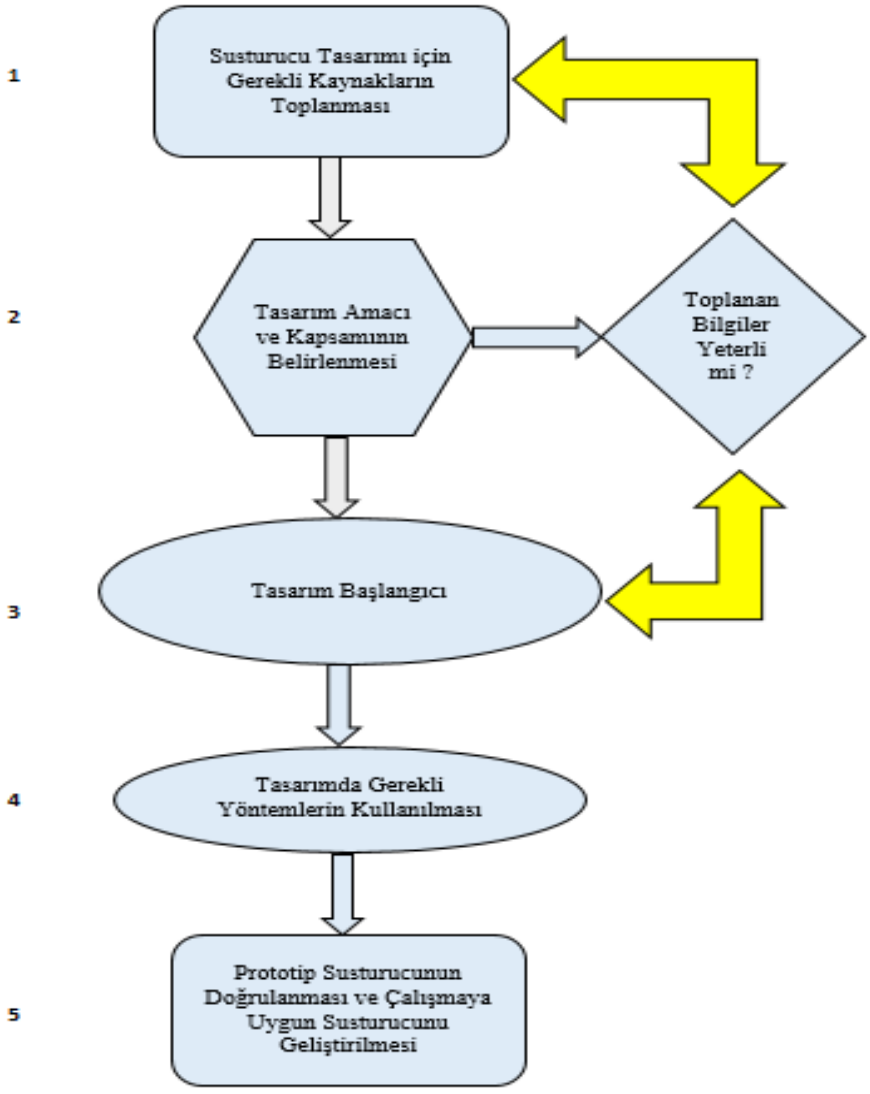
3.3. Susturucu İmalatı

Akustik performans, egzoz gazı akışı, ısıya dayanıklılık, emisyon kontrolü, yakıt kullanımı ve verimliliği, yasal uygunluk, gürültü emisyonu ve motor gücü gibi unsurlar susturucu imalatında önem taşımaktadır. Susturucu imalatı, bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve simülasyon araçları kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, prototiplerin

test edilerek gerçek koşullarda performanslarının değerlendirilmesi de önem arz etmektedir (Özkozacı, 2006).

Egzoz sistemi tasarımlarında dikkat edilmesi gereken temel husus, gürültü emisyonunu azaltırken, motorun çıkış gücünü ve yakıt kullanım verimliliğini artırmaktır. Bu sistemler, ses emisyonu kontrolü dışında egzoz emisyon standartlarına uygunluğu sağlamak ve atık ısıyı geri kazanmak gibi önemli görevlere de odaklanmaktadır (Özkozacı, 2006).

Şekil 3.5'teki şemada susturucu tasarım şartlarını gösteren bir çevrim gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Susturucu tasarım şeması (Özkozacı, 2006).

Şekil 3.5'teki şemaya göre, tasarım süreci için gerekli kaynakların toplanması ve azaltılması amaçlanan egzoz geri basınç değeri belirlenmelidir. Egzoz emisyon standartları, gürültü ve diğer yasal düzenlemeler detaylı bir şekilde araştırılmalıdır. Susturucunun kullanılacağı bölgenin sınırları ve geometrik ölçüleri belirlenerek, gazın akış hızı ve sıcaklığı ölçülmelidir. Ayrıca, motorun kapasite özellikleri ve sınır değerleri de bu süreçte belirlenmelidir (Özkozacı, 2006).

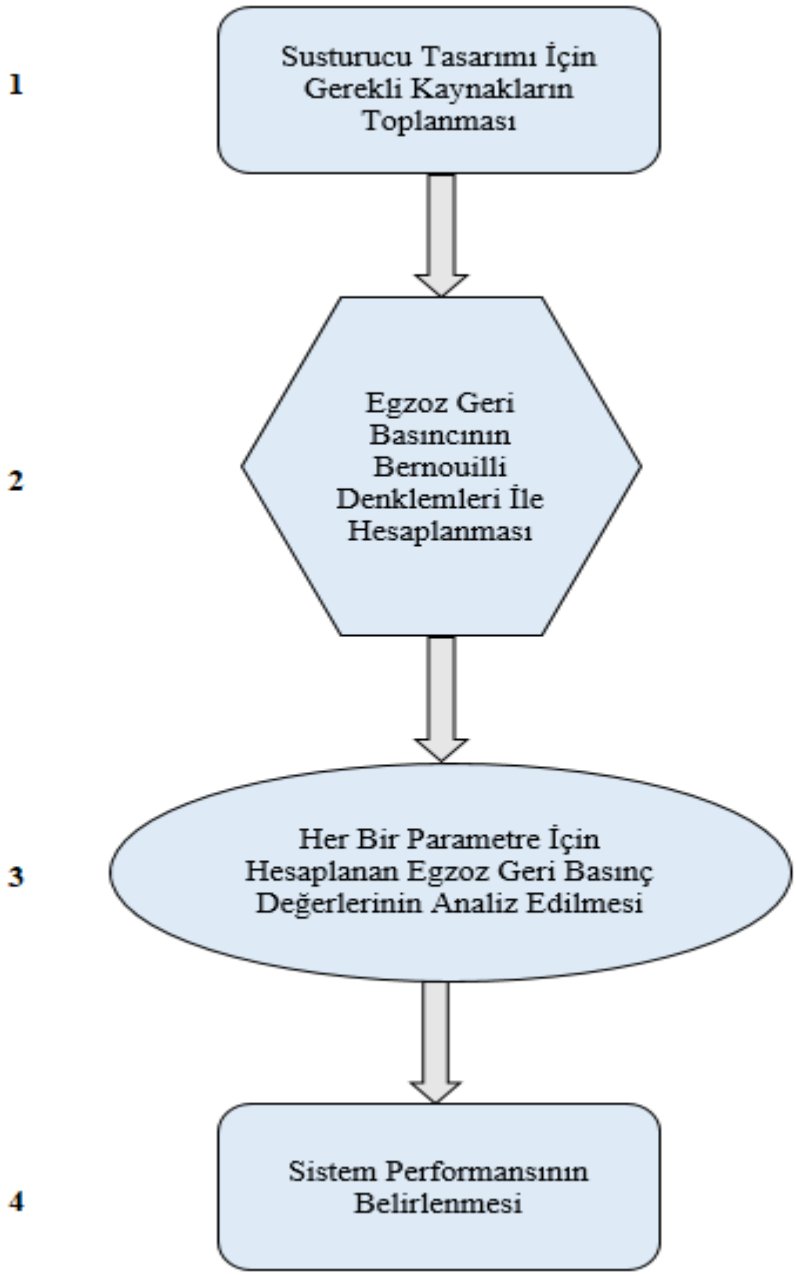
İkinci adımda, toplanan kaynakların doğrultusunda yapılacak çalışmaya uygun, tasarımın amaç ve kapsamı oluşturulmalıdır (Özkozacı, 2006).

Üçüncü adımda, susturucu parçalarının oluşturduğu temel bileşenleri kullanarak sistem tasarımı geliştirilmelidir (Özkozacı, 2006).

Dördüncü adımda, başlangıç tasarım sisteminin performansı kararlaştırılmalıdır. Sistemin optimize edilebilmesi için, tasarım üzerinde daha önceki çalışmalardan elde edilmiş verilerin doğrultusunda değişiklikler ve düzeltmeler yapılmalıdır (Özkozacı, 2006).

Son adımda ise, oluşturulan prototipin kurulması, doğrulanması veya geliştirilmesi işlemleri uyulanarak, teorik çalışmalar ile desteklenen tasarım daha hassas bir hale getirilmelidir. (Özkozacı, 2006).

Şekil 3.6’da susturucuya ait performansın teorik olarak hesaplandığı çevrim gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Susturucu performansının teorik olarak hesaplanması (Özkozacı, 2006).

Şekil 3.6'daki şemeya göre, susturucu performansının teorik olarak incelenmesi dört ana bölümden oluşmalıdır. İlk adımda sistem için plan oluşturulmalı, geometri ve ilgili yapısal özellikler belirlenmelidir. Emme ve egzoz döngülerinde ortalama kütlesel debi ve sıcaklık ölçülerek, ortam şartları ve diğer ilgili işletme şartları belirlenmelidir (Özkozacı, 2006).

İkinci adımda ise hesaplamalarda kullanılacak olan debi formülü Bernoulli eşitliği kullanılarak türetilmeli ve her bir prototip için egzoz geri basınç değeri bulunmalıdır (Özkozacı, 2006).

Üçüncü adımda, her bir prototip için bulunan egzoz geri basınç verileri değerlendirilmelidir (Özkozacı, 2006).

Dördüncü ve son adımda ise, sistem performansı belirlenmelidir. Bunun için farklı performans parametreleri kullanılmalıdır. Bu tez kapsamında aşağıda 3.1 numaralı denklemdeki kütlesel debi ifadesi kullanılmıştır (Özkozacı, 2006).

$$q_m = \frac{C_D}{\sqrt{1-B^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho} \tag{3.1}$$

3.3.1. Malzeme Seçimi

Egzoz susturucu imalatında kullanılan saç malzemeler, yerel ve ulusal emisyon standartlarına uygunluk açısından kontrol edilmektedir. Bu kontroller, egzoz sisteminin dayanıklılığı, performansı ve güvenilirliği üzerinde doğrudan etkili olmaktadır. Malzeme seçimi yapılırken, dayanıklılık, korozyon direnci, ağırlık, maliyet ve uygulama gereksinimleri gibi faktörler göz önüne alınmaktadır. Ayrıca, egzoz sistemleri yüksek sıcaklıklara maruz kaldıkları için malzemenin yüksek sıcaklık dayanımına sahip olması gerekmektedir. Bu sebeple paslanmaz çelik, alüminyum veya karbon çelik (st37, st54, st 57) gibi özel saçlar kullanılmaktadır.

St37 çeliği, düşük karbon içeriği nedeniyle işlenebilirliği yüksek olan bir malzeme olup çelik plakaların, boruların ve profil kesitlerin imalatında kullanılmaktadır. Bu malzemeler, gaz altı veya elektrik ark kaynağı gibi çeşitli kaynak yöntemleri aracılığıyla işlenebilmekte; ayrıca, cıvatalar gibi birleştirme elemanları kullanılarak birbirleriyle veya diğer çelik parçalarıyla bağlantıları yapılabilmektedir. Farklı uygulamalarda, daha yüksek mukavemet, düşük sıcaklık dayanımı veya korozyon direnci gibi özelliklere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, saç malzemesinin seçimi tasarım ve uygulama gereksinimleri dikkate alınarak yapılmaktadır (Benli, 2023).

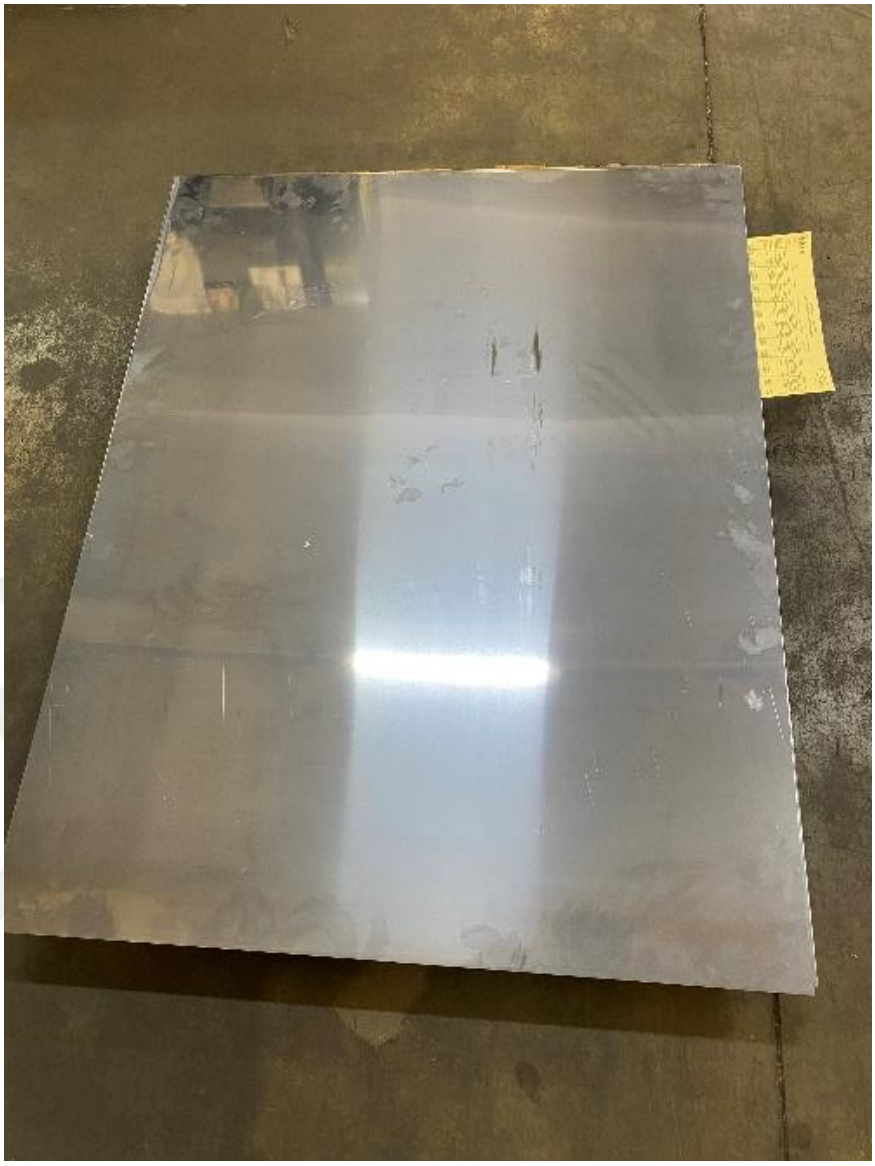
Susturucu imalatında, alüminyum alaşımlarından üretilen saçlar, metal kalıplar kullanılarak şekillendirilmektedir. Bu yöntemde, saç levhaya presleme veya çekme gibi

işlemlerle form verilmesi sağlanmaktadır. Alüminyum parçaların birleştirilmesi, özel kaynak teknikleri olan alüminyum kaynağı, tungsten inert gaz veya metal inert gaz gibi yöntemlerle gerçekleştirilmektedir. Ayrıca alüminyumun hafifliği, işlenebilirliği ve korozyon direnci; özellikle otomotiv, havacılık, gıda endüstrisi, ambalaj, elektronik ve inşaat gibi birçok sektörde kullanılabilmesini mümkün kılmaktadır (Demirel, 2018).

Egzoz üretiminde yaygın olarak kullanılan alüminyum ve st37 saç levhaları, sırasıyla Şekil 3.7 ve 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Alüminyum saç



Şekil 3.8. St37 saç levha

3.3.2 Üretim Süreci

Egzoz susturucuları, soğutma, ses emilimi ve egzoz gaz akışını sağlamak üzere özel olarak tasarlanan gövde, kapak, giriş ve çıkış borularından oluşmaktadır. Egzoz susturucu tipleri, gazın akış hareketine bağlı olarak farklılık göstermektedir. Bunlar; kapaktan giriş-kapaktan çıkış, kapaktan giriş-gövdeden çıkış, gövdeden giriş-gövdeden çıkış şeklinde sıralanmaktadır ve egzoz borusunun araçtaki yerleştirileceği konuma bağlı olarak seçilmektedir. Ayrıca üreticiler susturucu tasarımlarında mümkün olduğunca

büyük boyutları tercih etmektedir. Susturucu hacmi arttıkça, akustik anlamda ses azaltma kapasitesi artarak, daha çeşitli tasarımların oluşturulabilmesine imkan sağlamaktadır (Kelly & Abdulsamad, 2017).

Egzoz imalat süreci kesim işlemi ile başlamaktadır. Şekil 3.9'da, saç malzemelerin kesiminde kullanılan giyotin görseli paylaşılmıştır.



Şekil 3.9. Giyotin

Şekil 3.9'daki işlemde, gövde, kapak ve borular için belirlenen açılım ölçüleri kullanılarak, saç malzemelerin kesimleri yapılmaktadır. Yuvarlak ve elips geometriye sahip modeller için ise lazer kesim makineleri kullanılmaktadır.

Susturucuların gövde formu, Şekil 3.10’daki hidrolik silindir makinesinde oluşturulmaktadır.



Şekil 3.10. Hidrolik silindir

Şekil 3.10’daki makine, hidrolik basınç kullanarak bir silindir yardımıyla metal levhaları bükme, düzleştirme veya şekillendirme işlemlerini gerçekleştirmektedir.

Hidrolik silindir kullanılarak şekil verilmiş egzoz gövdeleri, Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11. Egzoz gövdeleri

Susturucu gövdeleri ve kapaklarının birleştirilmesinde, kenetli imalat ve kaynaklı imalat olmak üzere iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Kenetli imalat, iki saçın birbirine sıkıştırılarak pres makinelerinde bükülmesiyle yapılmaktadır. Bu yöntem, kalıp gerektirdiği için maliyeti arttırmaktadır. Kalıp gerektirmeyen tasarımlarda ise, kaynaklı imalat yöntemleri ile gövde ve kapak sacları birleştirilirek sızdırmazlık sağlanmaktadır. Şekil 3.12'de, press makinesinde form verilen susturucu kapakları görülmektedir.



Şekil 3.12. Susturucu kapakları

Şekil 3.13'te, egzoz gövdesinde bulunan perfore borular görülmektedir. Bu boruların üzerindeki delikler, belirli bir düzen veya aralıklarla yerleştirilerek gazın hızlı bir şekilde tahliye edilmesini sağlamaktadır.



Şekil 3.13. Perfore boru

Şekil 3.14'te, saç levhalara perfore delik açılması için kullanılan havalı eksantrik pres görülmektedir. Bu yöntemde, bir delme matrisi ve karşılık gelen bir punç kullanılarak istenilen şekilde delikler açılmaktadır.



Şekil 3.14. Havalı eksantrik pres

Şekil 3.15'te görülen silindir kıvırma makinesinde, perforeli saçlara istenilen çap ölçülerinde boru formu vermek için büküm işlemi uygulanarak, Şekil 3.16'daki form oluşturulmaktadır.



Şekil 3.15. Üç toplu silindir kıvırma makinesi



Şekil 3.16. Kıvırma makinesinde oluşturulan perfore saç formu

Büküm işlemi uygulanan perfore saçlara, Şekil 3.17'deki hidrolik pres makinesinde özel kalıplar kullanılarak boru formu verilmektedir.



Şekil 3.17. Hidrolik pres makinesi

Perfore boru ve kapaklar, ark veya gazaltı gibi kaynak yöntemleri ile birleştirilerek montajı sağlanmaktadır. Perfore boru ve kapaklar Şekil 3.18'de gösterilmektedir.



Şekil 3.18. Perfore boru ve kapak

Egzoz susturucularının kalite kontrolü, üretim sürecinin her aşamasında ve ürünlerin montajından önce yapılmaktadır. Egzoz susturucularının kalite kontrol testlerinden başlıcaları:

- Boyutsal Kontrol
- Malzeme Kalitesi
- Sızdırmazlık Testleri
- Akustik Performans Testleri
- Emisyon Testleri

Tüm bu testler, egzoz susturucularının kalitesini değerlendirmek ve belirlenen standartlara uygunluğunu sağlamak için yapılmaktadır. Ayrıca üreticiler, bu testleri düzenli olarak gerçekleştirerek ürün kalitesini ve performansını güvence altına altına almaktadır. Kalite kontrol sürecini tamamlayan egzoz susturucuları, Şekil 3.19'da gösterildiği gibi paketlenerek sevke hazır hale getirilmektedir.



Şekil 3.19. Üretimi tamamlanmış egzoz susturucuları

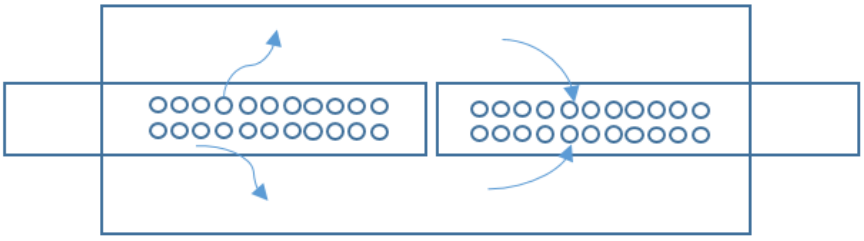
3.4. Perforeli Egzoz Susturucuları

Perforeli susturucular, gürültü seviyesini azaltmak, geri basıncı düşürmek ve iletim kaybını artırmak amacıyla kullanılan farklı ölçülerde deliklere sahip plakalar ve borulardan oluşmaktadır. Delikli borular, akustik performansı kontrol etmek, akışı yönlendirmek, akış kayıplarını azaltmak ve kesit alanı değişikliklerinden kaynaklanan gürültünün bastırılmasında etkin rol oynamaktadır. Perforeli susturucular ses dalgalarının emilmesi prensibi ile çalışmaktadır. Bu prensibe göre egzoz gazları deliklerden geçerken

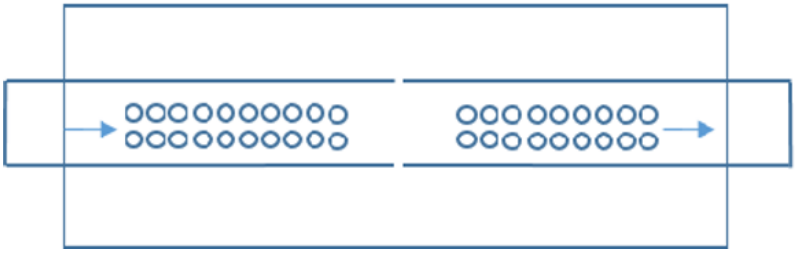
ses dalgaları bu deliklerin içine girerek malzeme içerisindeki yüzeylerle etkileşime uğramaktadır. Bu etkileşim sırasında ses enerjisi dispersiyona uğrayarak, egzoz sisteminden çıkan ses düzeyi kontrol altına alınmış olmaktadır. (Chen, Ji, & Huang, 2020).

Susturucu içinde bulunan delikli borular karşı basınç için en ktirik bileşeni oluşturmaktadır. Bu boruların yüksek perforasyona sahip olması, üzerlerinde yoğun bir şekilde delikler bulunması anlamına gelmektedir. Ancak, yüksek perforasyon seviyesi, borunun içinden geçen akışkanın karşı basıncını etkileyerek, daha fazla delikten geçmesine ve dolayısıyla içerdeki basıncın düşemesine neden olmaktadır (Pangavhane vd., 2013).

Şekil 3.20 ile 3.21'de ses düzeyini azaltmak amacıyla tasarlanmış çapraz ve doğrudan akışlı modeller görülmektedir. Bu modeller, akustik etkileşimi optimize eden ve ses dalgalarını sönümleyen bir tasarıma sahip olup, farklı oda yapıları kullanılarak birden çok uygulamada çalışabilmektedir. Perfore işlemi, ses kontrolü gerektiren uygulamalarda kullanılan susturucularda önemli rol oynamaktadır. Açıklıkların sayısı, çapı ve dağılma düzeni susturucunun akustik ve akış özelliklerini belirlemektedir (Saf, 2010).



Şekil 3.20. Çapraz akışlı model (Saf, 2010).



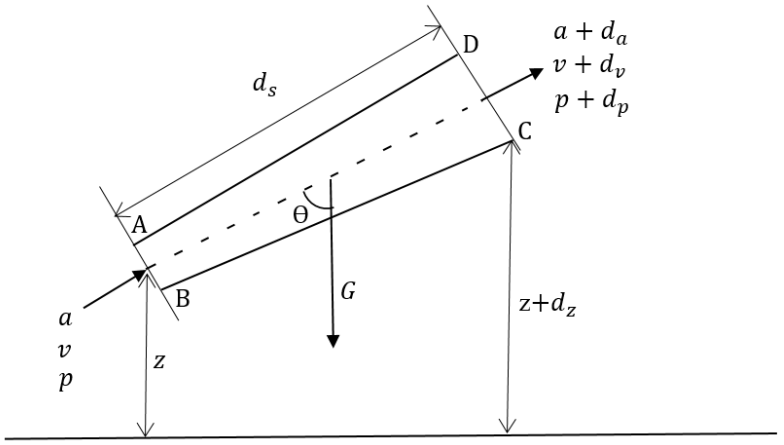
Şekil 3.21. Doğrudan akışlı model (Saf, 2010).

BÖLÜM 4

TEORİK ÇALIŞMALAR

4.1. Bernoulli Denklemi

Akışkanın hızı, akış doğrultusunda bir noktadan diğer noktaya değişir. Değişiklikler arasındaki bu ilişki, Newton'un ikinci yasası uygulanarak sonsuz küçüklükte bir akışkan üzerinde incelenmektedir. Akış bölgesi Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Akış bölgesi

Mevcut momentum değişimi AB ve CD kesitleri arasındadır. Momentum değişim oranı Newton'un ikinci kanunu gereği, akışkana etki eden kuvvetlerle orantılıdır.

AB kesitinde akışkan hızı (v), alanı (a) ve basıncı (p), CD kesitinde ise hızı ($v+d_v$), alan ($a+d_a$), basınç ($p+d_p$) olsun. Bu kesitlerin yatay referans çizgisine olan uzaklıkları z ve z+d_z olsun.

$$p.a-(p+d_p)\,(a+d_a)+(p+kd_p)\,d_a-(\rho agds)cos\Theta \quad (4.1)$$

4.1 numaralı denklemde akışkan elemanına etki eden toplam kuvvet gösterilmiştir. $p.a$ (hareket doğrultusunda p basıncının yarattığı kuvvet), $(p+d_p)(\ a+d_a)$ (zıt yönde oluşan kuvvet), $f.d_a$ (akışkan elemanın yan tarafına gelen kuvvetin hareket doğrultusundaki bileşeni $f=(p+kd_p)\,d_a$, $mg\cos\theta$ (akışkan ağırlığının sebep olduğu kuvvetin harekete zıt yönde oluşturduğu kuvvet). Denklemde *k*, değişiklik katsayısıdır ve $\cos\theta = d_z/d_s$ ve $F=-\ ad_p-\rho agd_z$ yazılıp küçük çarpımlar ihmal edilirse:

$\rho agds.\ d_u/d_t = \rho gau.d_u = -adp-\rho gd_z,\ d_p/\rho g + ud_u/g+d_z=0$ yazılır. Bu eşitlik integre edilirse:

$$\frac{p}{\rho g}+\frac{v^2}{2g}+z=\text{sabit} \tag{4.2}$$

Farklı iki kesit için Bernoulli denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{{v_1}^2}{2g}+z_1=\frac{p_1}{\rho g}+\frac{{v_2}^2}{2g}+z_2 \tag{4.3}$$

4.2. Hesaplamalarda Kullanılacak Olan Debi Formülünün Bernoulli Eşitliği Kullanılarak Türetilmesi

Ventüri tüpünde oluşan statik basınç, manometrede yükseklik olarak ölçülmektedir. Ventürimetrenin büyük çaplı kesitindeki statik basınç (1) nolu manometrede h_1, küçük çapında ise statik basınç (2) nolu manometrede h_2 basınç yüksekliğini meydana getirmektedir. Basınç yüksekliği ifadesi genel olarak $h=\frac{p}{\rho g}$ şeklinde yazılır.

(4.3) numaralı denklemde $\frac{p}{\rho g}$ yerine *h* yazılırsa;

$$h_1+\frac{{v_1}^2}{2g}+z_1=h_2+\frac{{v_2}^2}{2g}+z_2 \tag{4.4}$$

$$Q=A_1v_1=A_2v_2 \tag{4.5}$$

4.5 numaralı ifadede süreklilik denklemi verilmiştir. Burada Q (hacimsel debi), A_1 (ventürimetre büyük kesit alanı), A_2 (ventürimetre küçük kesit alanı), v_1 (akışkanın büyük kesitteki hızı), v_2 (akışkanın küçük kesitteki hızı)'dır.

(4.5) süreklilik denkleminden:

$$v_1 = \frac{A_2.v_2}{A_1} \tag{4.6}$$

$$h_1 - h_2 = \frac{{v_2}^2 - {v_1}^2}{2g} \tag{4.7}$$

(4.7) denkleminde v_1 yerine (4.6) denklemindeki ifade yazılır ise;

$$h_1 - h_2 = \frac{{v_2}^2 - \frac{{v_2}^2.{A_2}^2}{{A_1}^2}}{2g} \tag{4.8}$$

Manometredeki basınç farkı $h_1 - h_2$ yerine Δh ve $A = \frac{\pi.D^2}{4}$ yazılıp, denklem aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$h_1 - h_2 = \frac{{v_2}^2 \left[\frac{\frac{\pi.{D_2}^2}{4}}{\frac{\pi.{D_1}^2}{4}}\right]}{2g} \tag{4.9}$$

Yukarıdaki eşitlik sadeleştirilse,

$$\Delta h = \frac{{v_2}^2 \left[1 - \left(\frac{{D_2}^4}{{D_1}^4}\right)\right]}{2g} \tag{4.10}$$

v_2 yerine Q/A_2 yazılırsa,

$$\Delta h = \left(\frac{Q}{A_2}\right)^2 \frac{\left[1 - \left(\frac{{D_2}^4}{{D_1}^4}\right)\right]}{2g} \tag{4.11}$$

$$Q^2 = \frac{{A_2}^2.2.g\Delta h}{1 - \frac{{D_1}^4}{{D_2}^4}} \tag{4.12}$$

$$Q = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \frac{{D_1}^4}{{D_2}^4}}} . \sqrt{2.g\Delta h} \tag{4.13}$$

$A_2 = \frac{\pi.{D_2}^2}{4}$ yazıldığında,

$$Q = \frac{\pi.{D_2}^2}{4} . \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{{D_2}^4}{{D_1}^4}}} . \sqrt{2.g\Delta h} \tag{4.13}$$

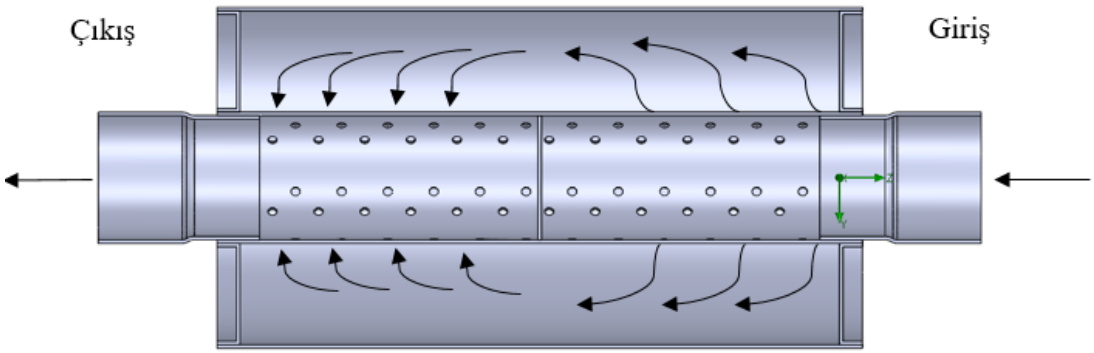
(4.13) ifadesi elde edilir (Kuş, 1997).

BÖLÜM 5

SAYISAL ÇALIŞMALAR

5.1. Geri Basınç Analizi

Bu çalışma kapsamında, sayısal ve deneysel incelemeler için dokuz farklı susturucu modeli, Solidworks programı kullanılarak tasarlanmıştır. Bu tasarımlarda, gövde içerisinde perfore boru ve kapak bulunan ters akışlı reaktif bir susturucu tipi tercih edilmiştir. Perfore boru çapı, delik çapı ve perfore delik sayısının geri basınca olan etkileri, analitik bir yaklaşım kullanılarak Solidworks Flow Simulation programında incelenmiş, sonuçları detaylı grafik ve tablolar kullanılarak sunulmuştur. Şekil 5.1'de susturucuya ait tasarım geometrisi paylaşılmıştır.



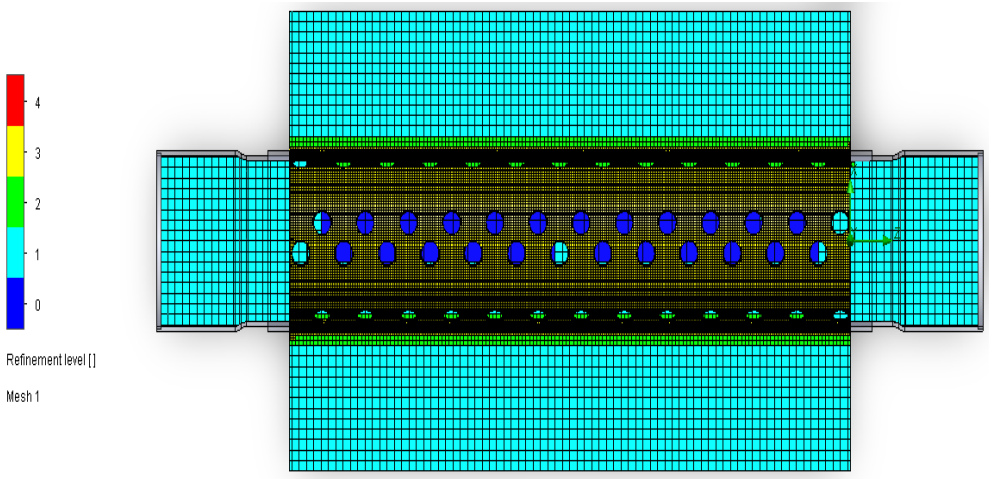
Şekil 5.1. Susturucu tasarım geometrisi

Çizelge 5.1'de, susturuculara ait tasarım parametreleri verilmiştir. Bu parametreler belirlenirken, susturucu imalatında sıkça kullanılan perfore delik çapı, delik adedi ve perfore boru çapı tercih edilmiştir. Susturucu tasarımları, üç farklı parametrenin kendi aralarında toplam 9 konfigrasyonu olacak şekilde gerçekleştirilmiştir.

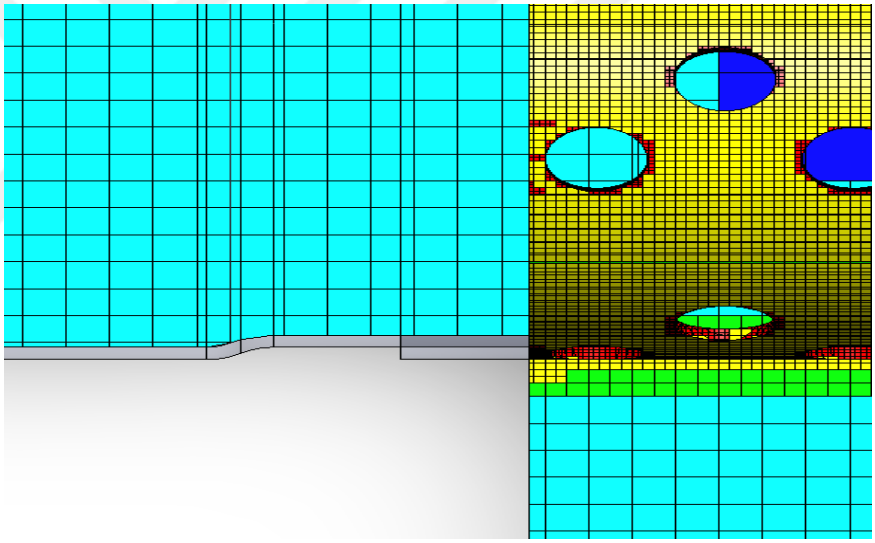
Çizelge 5.1. Tasarım parametreleri

Model	Perfore Delik Çapı (ø) mm	Perfore Delik Adedi	Perfore Boru Çapı (Ø) mm
1	4	160	57
2	6	160	57
3	8	160	57
4	6	120	57
5	6	160	57
6	6	200	57
7	6	160	57
8	6	160	63,5
9	6	160	70

Egzoz susturucu modellerinin akış analizlerinde, mesh (ağ örgüsü) oluşumu uygulanmıştır. Mesh işleminin doğru yapılması, analizler için oldukça önem taşımaktadır. Yanlış mesh yapılması halinde sonuçlar doğrudan olumsuz şekilde etkilemektedir. Bu çalışmada sık ve hassas mesh uygulaması tercih edilmiştir. Sekil 5.2 ve Şekil 5.3'te mesh işleminin genel görüntü ve detayı paylaşılmıştır.



Şekil 5.2. Egzoz susturucu mesh yapısı



Şekil 5.3. Egzoz susturucusu detaylı mesh görüntüsü

5.2. Başlangıç ve Sınır Koşulları

Geri basınç analizlerinde, motor üreticisinin belirlediği sınır koşulları esas alınmıştır. Susturucu giriş tarafında kütlesel debi ve sıcaklık, çıkış tarafında ise atmosfer basıncı seçilmiştir. Bu tanımlamalar, ülkemizde sıkça kullanılan bir traktör motoru verilerinden alınmış olup, analizin doğru bir şekilde yapılabilmesi ve geri basınç etkisinin etkili bir şekilde incelenebilmesinde önemli rol oynamıştır. Çizelge 5.2'deki tabloda, analizde kullanılan başlangıç ve sınır koşulları paylaşılmıştır.

Çizelge 5.2. Akış analizi başlangıç ve sınır koşulları

Akışkan	Giriş Kütlesel Debi (kg/h)	Sıcaklık (°C)	Akış Modeli	Çıkış Basıncı (Pa)
Hava	300	450	Türbilanslı	101325

Çizelge 5.2'ye göre, havanın blower'dan ayrıldığı debi ve sıcaklık değeri başlangıç koşulu olarak tanımlanmıştır. Sistem içindeki akışkan olarak, egzoz gazına benzer özelliklere sahip hava kullanılmıştır. Havanın egzoz çıkışında atmosfere tahliyesinden dolayı, çıkış basıncı 101325 Pa kabul edilmiştir. Sıcaklık, blower çıkışında 450 °C olarak tanımlanmıştır.

5.3. Geri Basınç Analiz Sonuçları

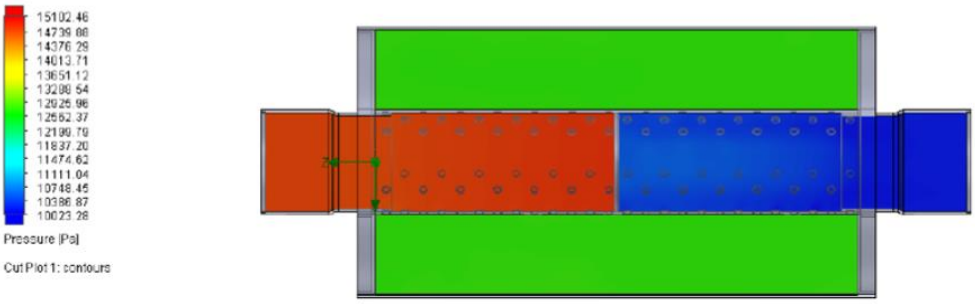
Egzoz gövdesi içindeki delikli borular, geri basıncın minimuma indirilmesinde büyük bir etkiye sahiptir. Araştırılacak olan değişkenler ve ölçüleri Çizelge 5.3't e verilmiştir.

Çizelge 5.3. Egzoz susturucu parametreleri ve sınır değerleri

Model	Delik Çapı (ǿ) mm	Delik Adedi	Boru Çapı (Ǿ) mm	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/h)
1	4	160	57	450	300
2	6	160	57	450	300
3	8	160	57	450	300
4	6	120	57	450	300
5	6	160	57	450	300
6	6	200	57	450	300
7	6	160	57	450	300
8	6	160	63,5	450	300
9	6	160	70	450	300

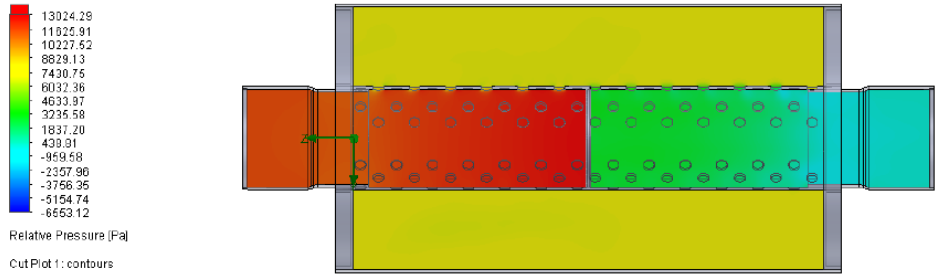
Model 1, model 2 ve model 3'te perfore boru çapı ve delik adedi sabit tutulmuş, delik çapı farklı ölçülerde tanımlanmıştır. Model 4, model 5 ve model 6'da delik çapı ve perfore boru çapı sabit tutulmuş, delik adedi değiştirilmiştir. Model 7, model 8 ve model 9'da ise delik çapı ve delik adedi sabit tutulmuş, perfore boru çapı değiştirilmiştir. Değişkenlerin çalışmaya olan etkisini gözlemleyebilmek için, ölçüler eşit oranda arttırılmıştır.

Model 1'deki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 151-100 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.4'te Model 1'e ait basınç dağılımı görülmektedir.



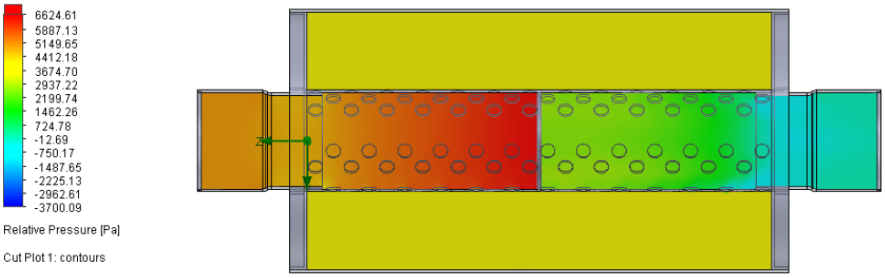
Şekil 5.4. Model 1 geri basınç dağılımı

Model 2'deki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 13-6,5 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.5'te Model 2'ye ait basınç dağılımı görülmektedir.



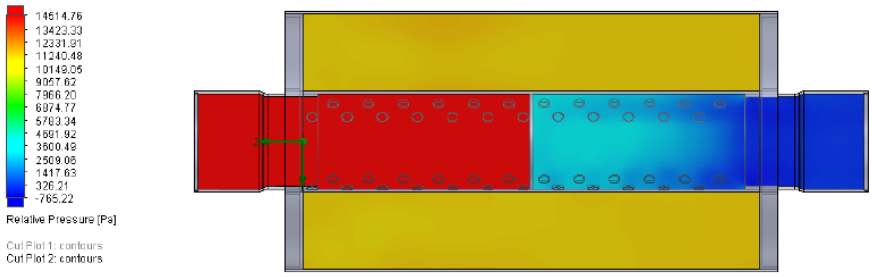
Şekil 5.5. Model 2 geri basınç dağılımı

Model 3'teki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 6,6-3,7 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.6'da Model 3'e ait basınç dağılımı görülmektedir.



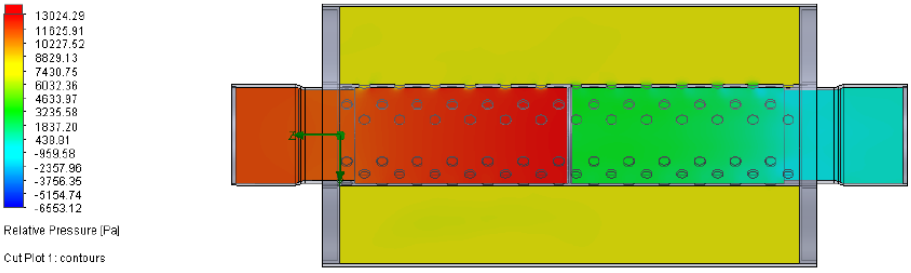
Şekil 5.6. Tasarım 3 geri basınç dağılımı

Model 4'teki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 14,5-0,76 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.7'de Model 4'e ait basınç dağılımı görülmektedir.



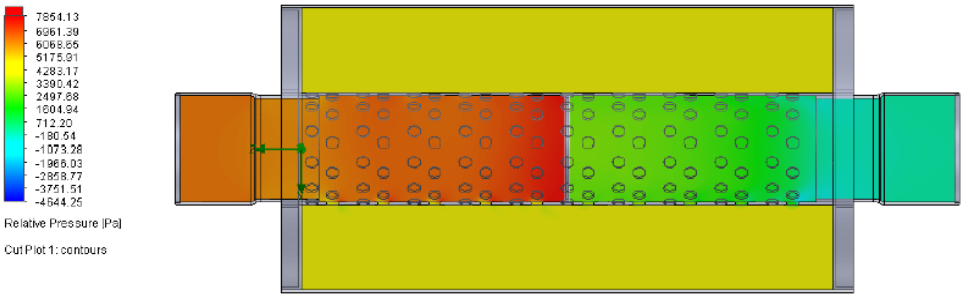
Şekil 5.7. Model 4 geri basınç dağılımı

Model 5'teki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 13-6,5 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.8'te Model 5'e ait basınç dağılımı görülmektedir.



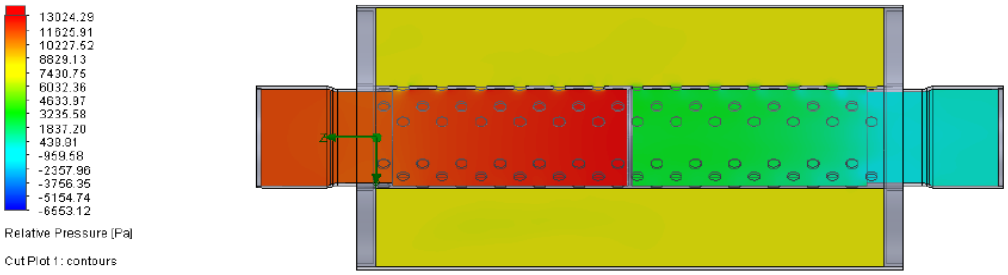
Şekil 5.8. Model 5 geri basınç dağılımı

Model 6'daki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 7,8-4,6 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.9'da Model 6'ya ait basınç dağılımı görülmektedir.



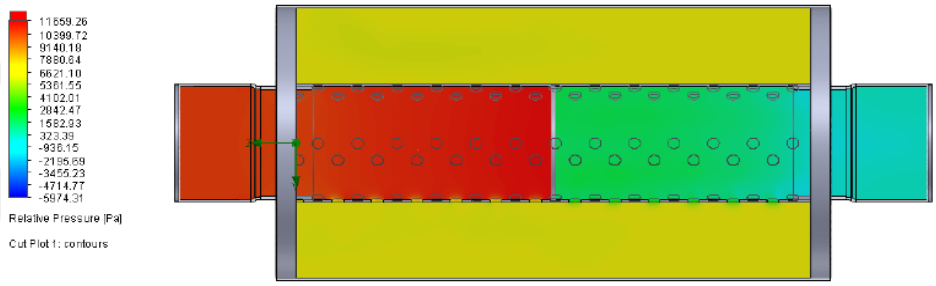
Şekil 5.9. Model 6 geri basınç dağılımı

Model 7'deki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 13-6,5 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.10'da Model 7'ye ait basınç dağılımı görülmektedir.



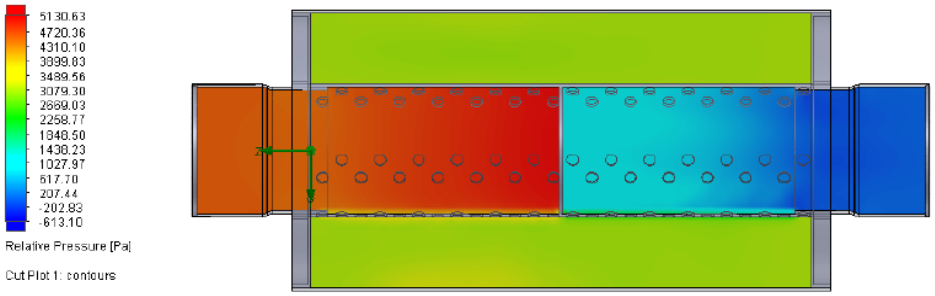
Şekil 5.10. Model 7 geri basınç dağılımı

Model 8'deki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 11,6-5,9 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.11'de Model 8'e ait basınç dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.11. Tasarım 8 geri basınç dağılımı

Model 9'daki susturucudan elde edilen geri basınç dağılımı 5,1-0,6 kPa arasında değişkenlik göstermiştir. Şekil 5.12'de Model 9'a ait basınç dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.12. Model 9 geri basınç dağılımı

Çizelge 5.4'te, dokuz farklı tasarım için Solidworks Flow Simulation programından elde edilen sayısal egzoz geri basınç değerleri tabloda sunulmuştur.

Çizelge 5.4. Sayısal analiz sonuçları

Model	Delik Çapı (ø) mm	Delik Adedi	Boru Çapı (Ø) mm	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Sayısal Analiz EGB Değeri (kPa)
1	4	160	57	450	300	15,1
2	6	160	57	450	300	13,0
3	8	160	57	450	300	6,6
4	6	120	57	450	300	14,5
5	6	160	57	450	300	13,0
6	6	200	57	450	300	7,8
7	6	160	57	450	300	13,0
8	6	160	63,5	450	300	11,6
9	6	160	70	450	300	5,1

BÖLÜM 6

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, modellere ait deneylerin, ölçüm metotları ve sonuçlarına yer verilmiştir. Ayrıca deney sürecinde kullanılan araçlar, ölçümler, hata çeşitleri ve deney düzeneğinin boyutlandırılması hakkında bilgiler verilmiştir. Debi değerine karşılık gelen basınç değerleri matematiksel ifadelerde kullanılarak, susturucuya ait geri basınç grafikleri oluşturulmuştur.

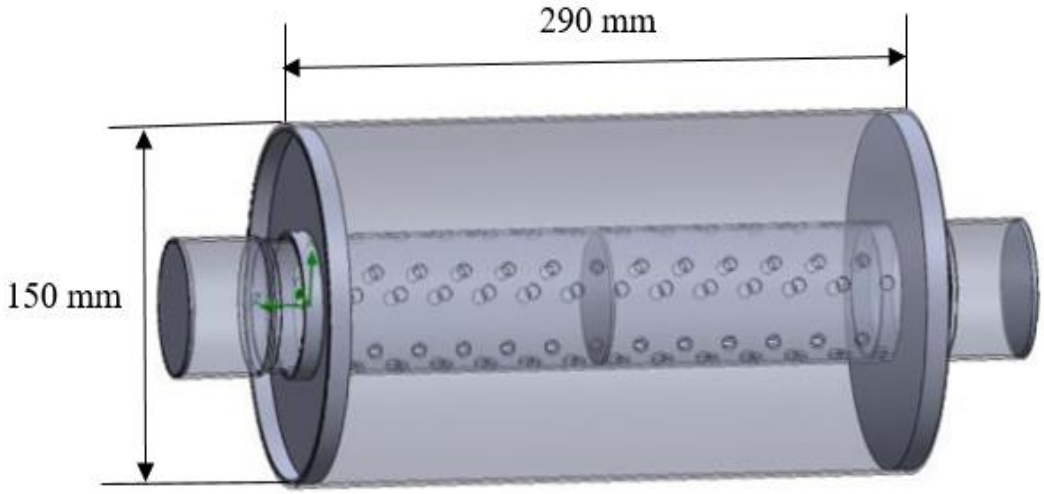
6.1. Materyal

Bilen Egzoz Firması'nın AR-GE merkezinde tasarlanan ve testlerde kullandığımız egzoz susturucu modelleri, Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Çalışmada, gövde içerisindeki parametreler üzerine yapılan inceleme nedeniyle, susturucunun dış geometrik ölçüleri olan gövde uzunluğu ve gövde çapı sabit tutulmuştur.



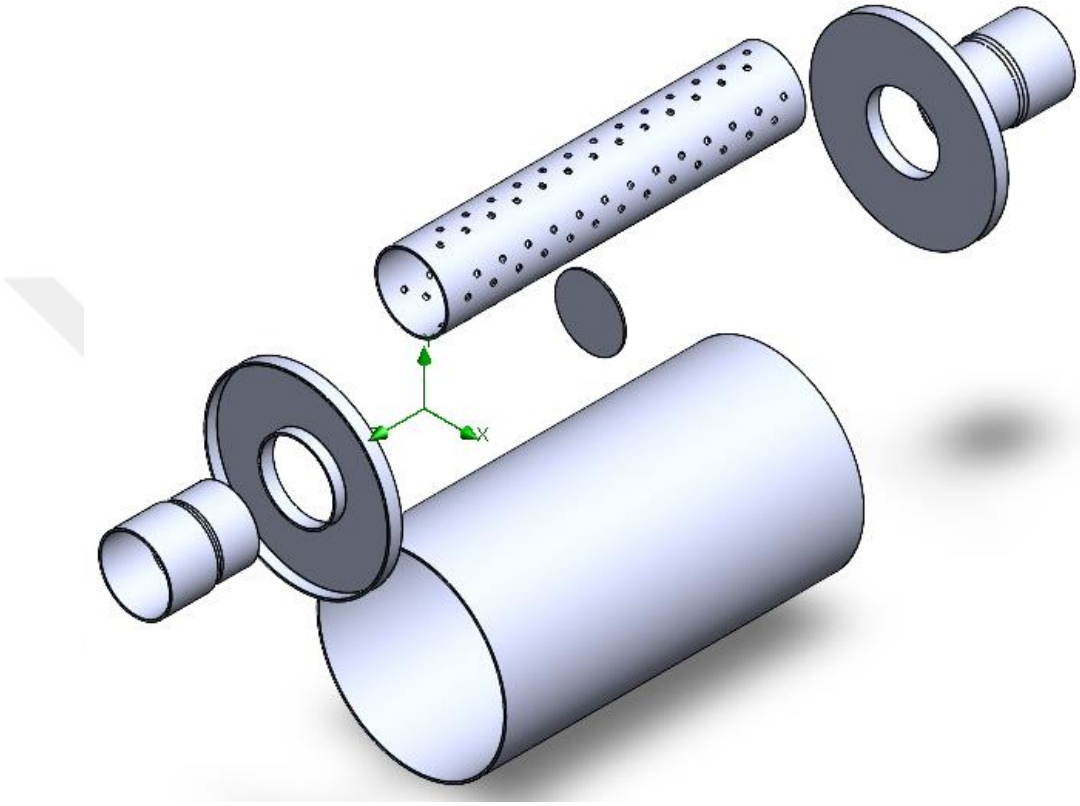
Şekil 6.1. Egzoz susturucu modelleri

Egzoz susturucuna ait sabit tutulan dış geometrik ölçü bilgileri Şekil 6.2'de verilmiştir. Perfore boru çapı, delik çapı ve delik adedi değişken olduğu için gösterilmemiştir.



Şekil 6.2. Susturucu dış geometrik ölçüleri

Egzoz susturucusunun bileşenleri olan kapak, gövde ve perfore boru için detaylı resimler, Şekil 6.3'te sunulmuştur.



Şekil 6.3. Egzoz susturucu bileşenleri

6.2. Method

İstenen egzoz geri basınç değerine ulaşabilmek amacıyla, susturucu parametreleri, Solidworks Flow Simulation programı kullanılarak modellenmiş ve analiz edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları doğrultusunda, susturucuların üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretimi yapılan susturucu modelleri, Bilen Egzost Ar-ge laboratuvarındaki test sistemiyle egzoz geri basınç deneylerine tabi tutulmuştur. Elde edilen deneysel veriler, teorik analizlerle karşılaştırılarak optimal susturucu parametreleri belirlenmiş ve ideal egzoz geri basıncını sağlayan susturucu tasarımı elde edilmiştir. Çalışmaya ait deney düzeneği Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4. Deney Düzeneği

6.3. Ölçüm Düzeneği

Deney mekanizmasında, susturucu içine hava akımı sağlayan (Blower) kullanılarak, aynı ortam sıcaklığında hava tahliyesi gerçekleştirilmektedir. Hava akım cihazları belirli bir basınç aralığı içinde çalıştığından dolayı, cihaz tarafından üretilen debi kademeli olarak değiştirilebilmektedir. Hava körüğü görseli Şekil 6.5'te gösterilmektedir (Özkan, 2016).



Şekil 6.5. Hava körüğü (Blower)

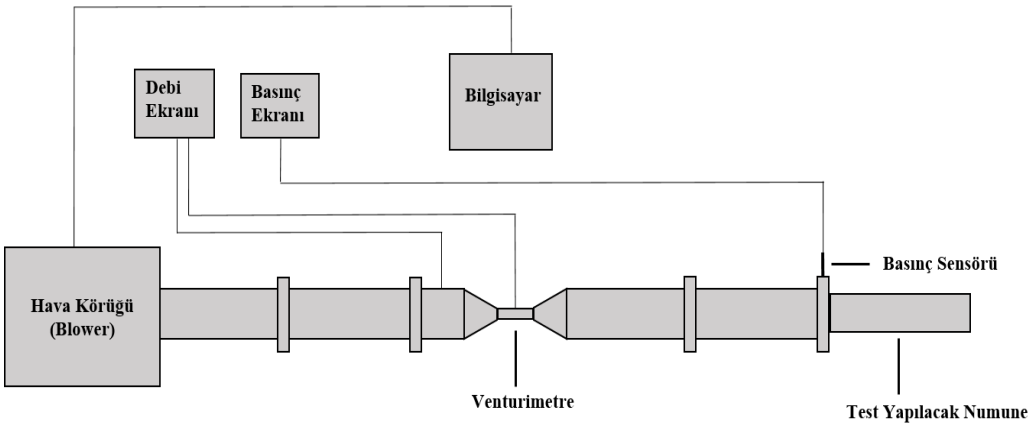
Sisteme hava körüğü ile gönderilen hava, ventüride daralıp genişleyerek susturucuya ulaşmaktadır. Bu esnada ventüride oluşan basınç farkı ile susturucu girişindeki statik basınç değerleri ölçülmektedir. Ventürideki basınç farkı değeri, sisteme ait debinin hesaplanmasında kullanılırken, basınç sensörü ise karşı basıncın belirlenmesinde kullanılmaktadır. Böylece elde edilen veriler kullanılarak susturucu modellerinin debi-karşı basınç grafiği oluşturulmaktadır. Şekil 6.6 ve Şekil 6.7'de sırasıyla ventüri görseli, değerlerin okunduğu pano gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 6.8'de geri basınç ölçüm düzeneği şematik olarak verilmiştir (Özkan, 2016).



Şekil 6.6. Ventüri



Şekil 6.7. Deneye ait değerleri okuma panosu



Şekil 6.8. Geri basınç ölçüm düzeneği şematik gösterimi (Özkan, 2016).

6.3.1. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar

Statik basınç ölçümü Techis marka basınç ölçer cihaz kullanılarak yapılmıştır. Transmitterden alınan 4-20 mA sinyali işlenerek dijital ekrana yansıtılmıştır (Özkan Y. , Özsert, Cesur, & Ayhan, 2017).

Sistemde basınç transmitterinin yanı sıra, bir hava temin sistemi kullanılmıştır. Bu sistemde, hava akışı elektrik motoruna bağlı bir blower ile sağlanmış olup, frekans inverteri yardımıyla kontrol edilmiştir. Blower'ın maksimum 3000 m^3/s debi sağlayabilmesi, sistemdeki hava temin ihtiyacını karşılamak için tasarlanmıştır. Motor hızını kontrol etmek için AC frekans dönüştürücü kullanılmıştır (Ayhan vd., 2017).

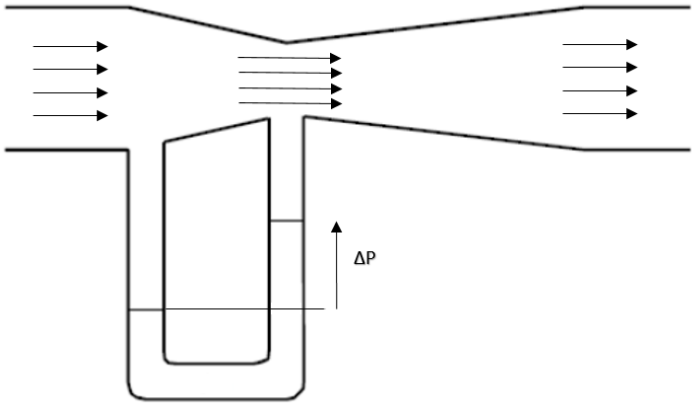
Sisteme gönderilen havanın kontrolü için leptop ve Delta VD SOFT programı kullanılmıştır (Ayhan vd., 2017).

Susturucuya giden hava debisinin miktarı, ventürimetre kullanılarak ölçülmüştür. Ventürimetrenin kesit alanındaki değişim nedeniyle iki nokta arasında basınç farkı oluşmuştur. Bu basınç farkından yola çıkarak debi hesaplaması yapılmıştır (Ayhan vd., 2017).

Ventürimetre ve susturucuda oluşan geri basınç sensöründen alınan verilerin okunması için basınç ekranı ve debi ekranı kullanılmıştır (Ayhan vd., 2017).

6.4. Akış Ölçümleri

Akış debisinin (kütlesel debi) hesaplanması için, çalışmaya uygun ventüri tüpü oluşturulmuştur. Şekil 6.9'da tasarlanan ventüri tüpü gösterilmiştir.



Şekil 6.9. Ventüri tüpü

Deneyde akışkanın debi hesaplaması için TS EN ISO 5167-4 numaralı standart kullanılmıştır. Bu standart doğrultusunda, ventüri borusuna giren havanın kütlesel debisi Denklem 6.1'de belirtilen ifade kullanılarak hesaplanmıştır.

$$q_m = \frac{C_D}{\sqrt{1-B^4}}\varepsilon\frac{\pi}{4}d^2\sqrt{2\Delta P\rho} \tag{6.1}$$

C_D, boşaltım katsayısı olarak tanımlanmıştır. Bu değer, ilgili standartta ventürinin imalat şekli, daralan kestinin malzemesi, akışa ait Reynolds sayısı ve kesit çaplarındaki oranına göre seçilmiştir. Ventüriye ait büyük ve küçük kesit çaplarının oranını ise B ile ifade edilmiştir.

$$B=\frac{d}{D}=\frac{60}{140}=0{,}4285 \tag{6.2}$$

ε genleşebilirlik faktörü olup, ventüride meydana gelen maksimum ve minimum basınç fark değerleri ile bulunmuştur. Vemtürinin giriş ve çıkış basınç değerleri sırasıyla P_1 ve P_2'ile gösterilmiştir.

$$P_1=101325 \text{ Pa} \tag{6.3}$$

$$P_2=P_1-\Delta P \tag{6.4}$$

ΔP değeri 0,2 mbar ile 15mbar arasında ortalama olarak değişmiştir. Buna göre;

$P_{2_{(2)}}$=101325-1500=99825 Pa (6.5)

$P_{2_{(1)}}$=101325-20=101305 Pa (6.6)

Yukarıdaki 2 ifadenin ortalaması alınıp düzenlenirse;

$P_{2_{(ort)}}=\frac{P_{2_{(2)}}+P_{2_{(1)}}}{2}=\frac{99825+101305}{2}$ (6.7)

$P_{2_{(ort)}}$=100566 Pa

Elde edilmiştir.

$=\frac{P_2}{P_1}=\frac{100565}{101325}$=0,9924 bulunmuştur. (6.8)

Basınç oranı olarak τ tanımlanmıştır.

$\varepsilon=\left(\sqrt{\left(\frac{k.\tau^{2/k_i}}{k_i-1}\right)\left(\frac{1-B^4}{1-B^4.\tau^{2/k_i}}\right)\left(\frac{1-\tau^{(k_i-1)/k_i}}{1-\tau}\right)}\right)$ (6.9)

ε (genleşebilirlik faktörü), k_i (izoentropik sıkıştırma oranı olup hava için 1.4'tür.)

Yukarıdaki denklemde ifadeler yerine konulursa;

ε=0,989 bulunmuştur.

Debi formülündeki yoğunluk ise aşağıdaki denklem (6.10) ile hesaplanmıştır.

$P=\rho RT$ (6.10)

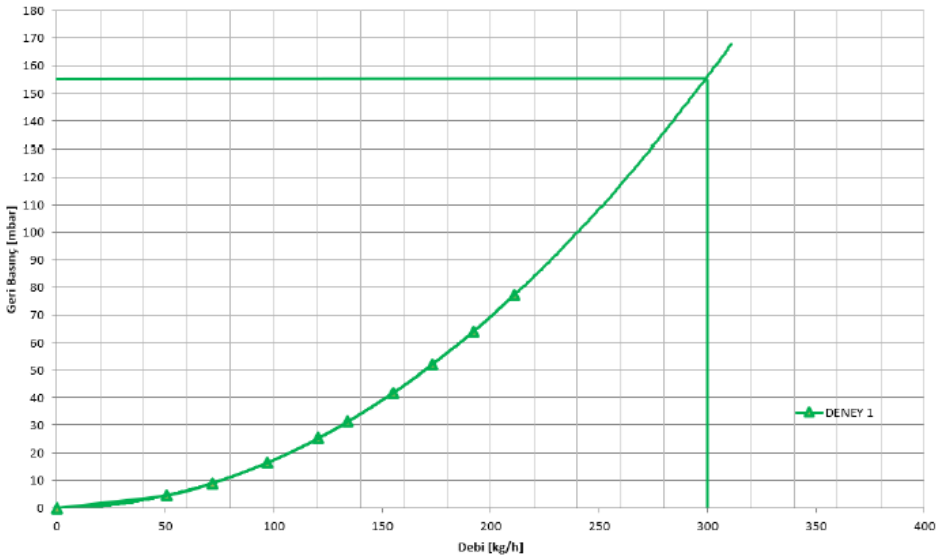
Sırasıyla P (basınç), ρ (yoğunluk), R (evrensel gaz sabiti), T (sıcaklık) ifadeleridir.

Tüm ifadeler düzenlenir ise debi formülü denklem (6.11) ile gösterilmiştir.

$$q_m = 3600\ \frac{0,96}{\sqrt{1-0,4825^4}}\ 0,987\ \frac{\pi}{4}(0,06)^2\ \sqrt{2\ \Delta P\ \left(\frac{10325)}{287\ (T)}\right)} \quad (6.11)$$

Denklem (6.11)'de ΔP, ölçüm sırasındaki ventüri üzerinde daralan kesitteki basınç farkını, q_m ise kütlesel debiyi ifade etmiştir (Çetin, 2011).

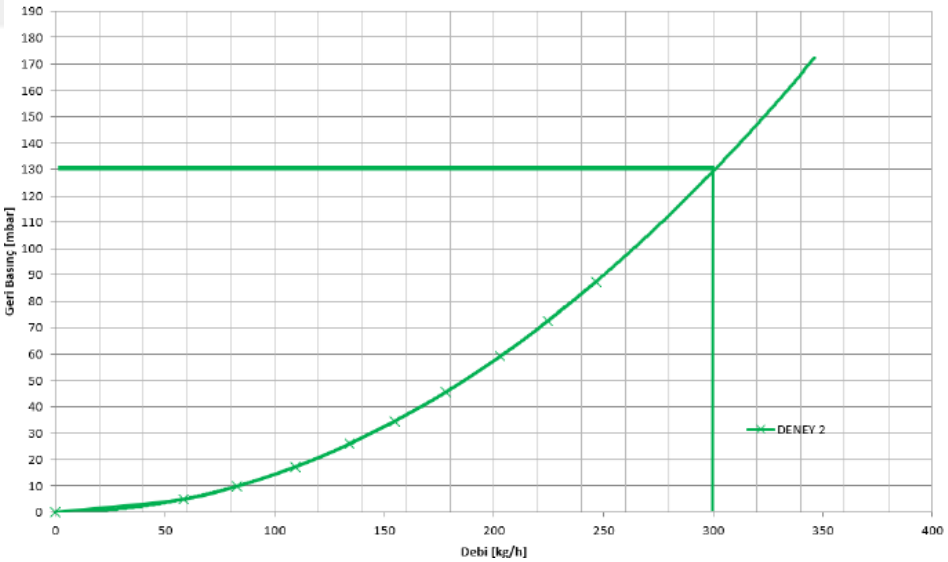
Model 1'deki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.10'da gösterilmiştir.



Şekil 6.10. Model 1 geri basınç grafiği

Yapılan 1. deneyde, Şekil 6.10'da görüldüğü gibi, 300 kg/h sabit debide 156 mbar geri basınç değeri elde edilmiştir.

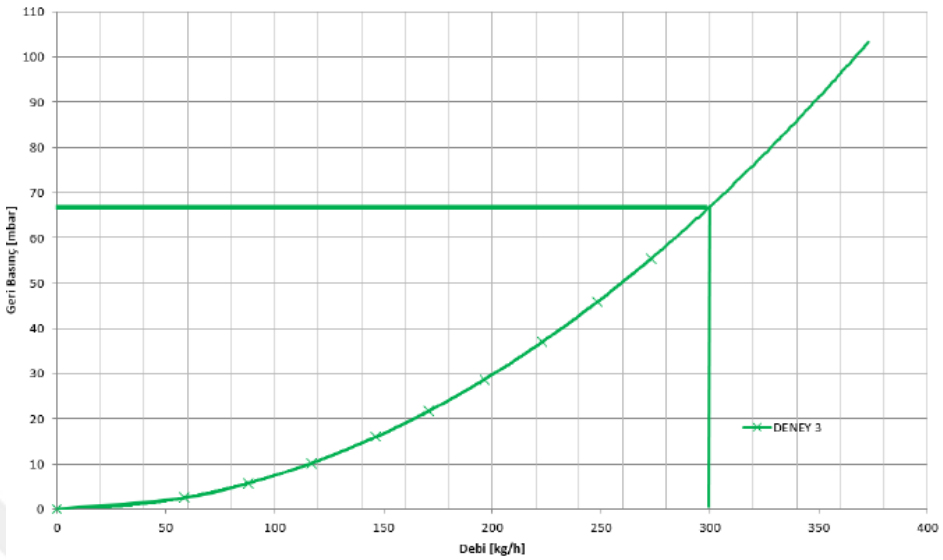
Model 2'deki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.11'de gösterilmiştir.



Şekil 6.11. Model 2 geri basınç grafiği

2. deneyden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, debi değeri sabit olmasına rağmen Model 2'deki egzoz geri basınç değeri, 130 mbar olarak azalış göstermiştir.

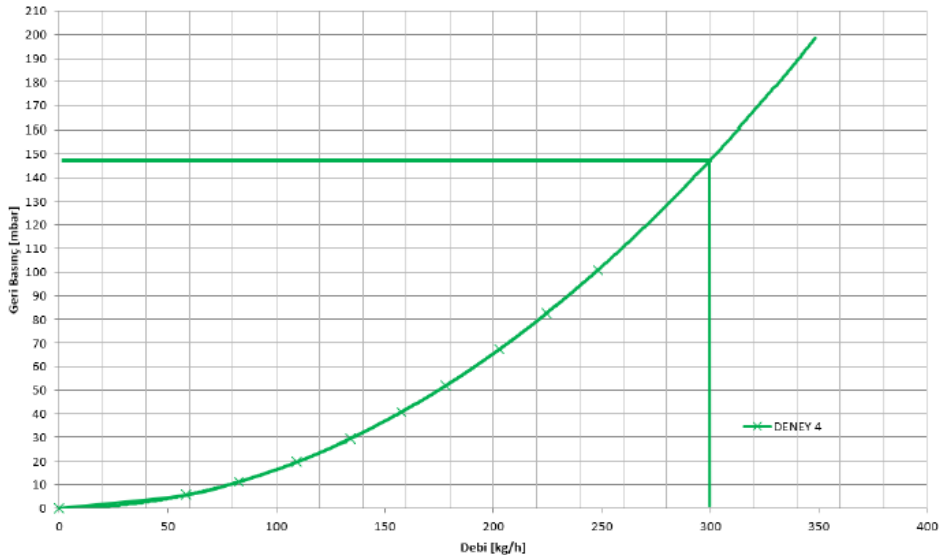
Model 3'teki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.12'de gösterilmiştir.



Şekil 6.12. Model 3 geri basınç grafiği

3. deneyde ise sabit debideki geri basınç değerinin, Model 1 ve Model 2'ye göre daha düşük değerde olduğu Şekil 6.12'deki grafikte görülmektedir.

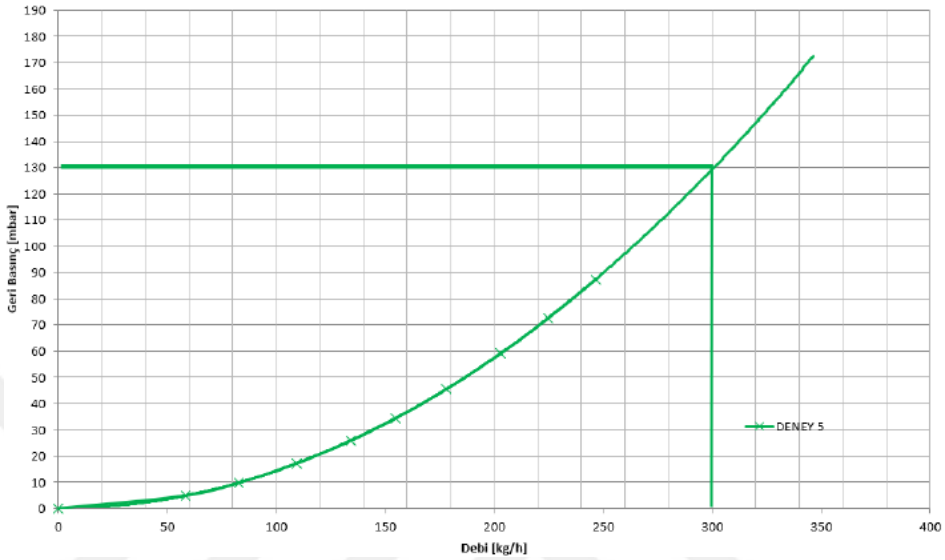
Model 4'teki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri Şekil 6.13'te görülmektedir.



Şekil 6.13. Model 4 geri basınç grafiği

4. deneydeki sonuçlar analiz edildiğinde, geri basınç değerinin Model 1'deki değerlere yakın olduğu gözlemlenmektedir.

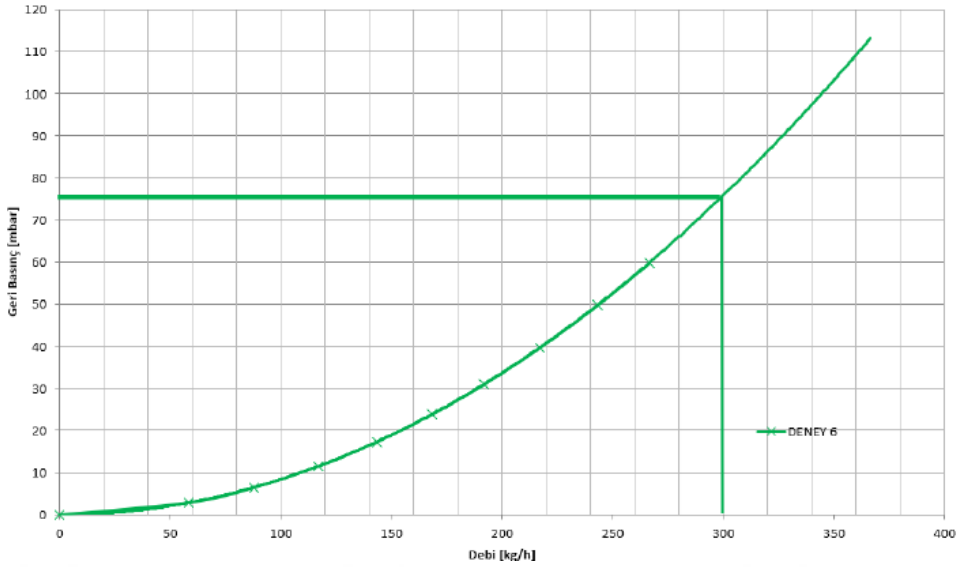
Model 5'teki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.14'te gösterilmiştir.



Şekil 6.14. Model 5 geri basınç grafiği

5. deneyde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, geri basınç değerinin Model 2'deki değere yakın olduğu görülmektedir.

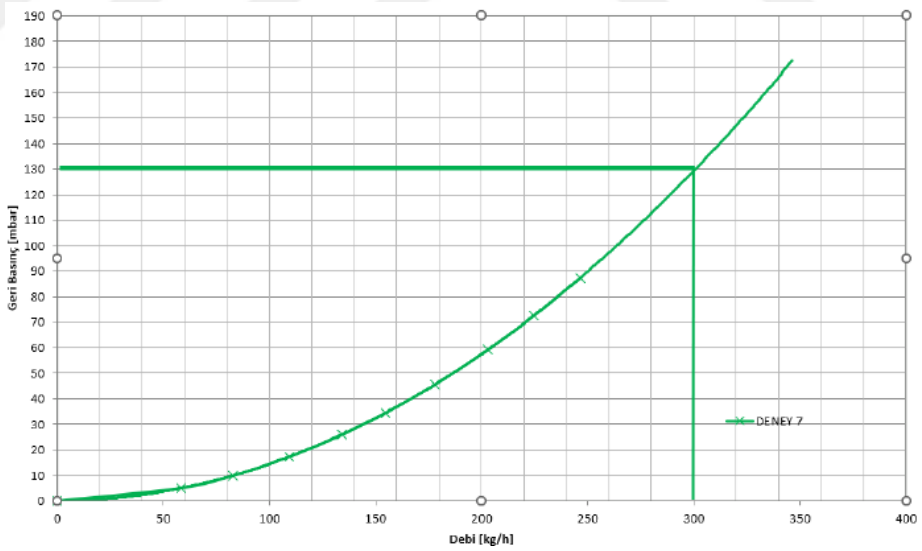
Model 6'daki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri Şekil 6.15'te gösterilmiştir.



Şekil 6.15. Model 6 geri basınç grafiği

6. deneyde elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, geri basınç değerinin Model 3'deki değer ile aynı olduğu görülmektedir.

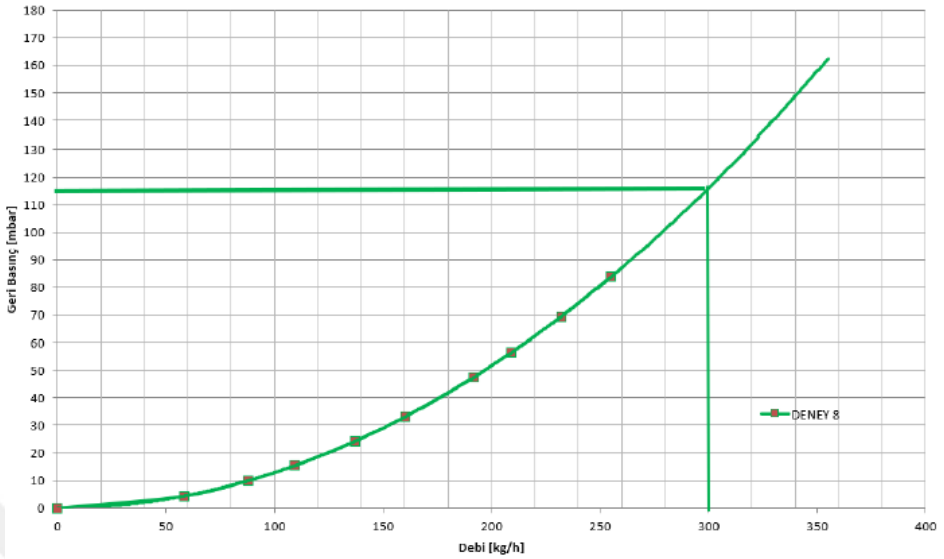
Model 7'deki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.16'da gösterilmiştir.



Şekil 6.16. Model 7 geri basınç grafiği

7. deneyde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, geri basınç değerinin Model 5 ve Model 2'deki değerler ile yakın olduğu görülmektedir.

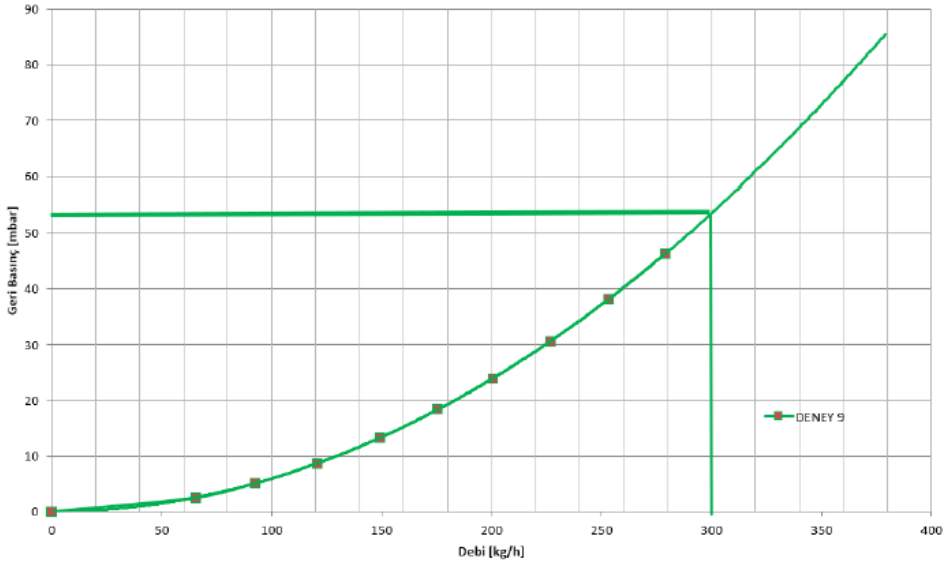
Model 8'deki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.17'de gösterilmiştir.



Şekil 6.17. Tasarım 8 geri basınç grafiği

Yapılan 8. deneyde, Şekil 6.17'de görüldüğü gibi, 300 kg/h debide 116 mbar geri basınç değeri elde edilmiştir.

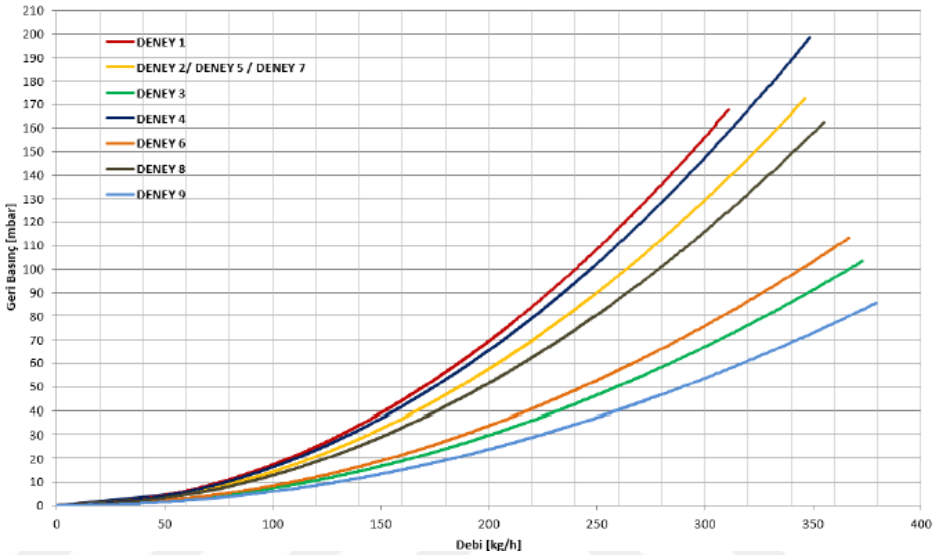
Model 9'daki susturucu modeli için, akış ölçümlerinden elde edilen debi değerine karşılık gelen geri basınç değeri, Şekil 6.18'de gösterilmiştir.



Şekil 6.18. Tasarım 9 geri basınç grafiği

Yapılan 9. deneyde, Şekil 6.18'de görüldüğü gibi, 300 kg/h debide en düşük geri basınç değeri olan 53 mbar elde edilmiştir.

Deneysel çalışmalardan elde edilen tüm egzoz geri basınç verileri, Şekil 6.19'daki grafik ile paylaşılmıştır.



Şekil 6.19. Deneyi yapılan tasarımların geri basınç grafiği

Tüm verilerin değerlendirilmesi sonucunda, 300 kg/h sabit debide en düşük egzoz geri basıncının 5,1 kPa değeri ile Model 9'a ait olduğu, Şekil 6.19'da gösterilmektedir. Ancak Model 9 ile Model 3 ve Model 6'daki değerler kabul edilebilir, optimum egzoz geri basınç değerini sağlamaktadır. En yüksek egzoz geri basınç değerleri Model 1, Model 2, Model 4, Model 5, Model 7 ve Model 8'deki susturucularda elde edildiğinden dolayı bu tasarımların kullanılması uygun görülmemektedir.

Çizelge 6.1'de, susturucu modellerine ait deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen egzoz geri basınç değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 6.1. Deneysel EGB sonuçları

Model	Delik Çapı (ø) mm	Delik Adedi	Boru Çapı (Ø) mm	Sıcaklık (°C)	Debi [kg/h)	Deneysel EGB Değeri (kPa)
1	4	160	57	450	300	15,6
2	6	160	57	450	300	13
3	8	160	57	450	300	6,8
4	6	120	57	450	300	14,8
5	6	160	57	450	300	13
6	6	200	57	450	300	7,6
7	6	160	57	450	300	13
8	6	160	63,5	450	300	11,6
9	6	160	70	450	300	5,3

BÖLÜM 7

DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA

7.1. Deneysel Bulgular

Susturucu tasarımında, Solidworks Flow Simulation yazılımı ile optimizasyon yapılmış ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 6.2'de, sayısal analizle elde edilen egzoz geri basınç sonuçlarının, deneysel sonuçlara göre hesaplanan sapma yüzdeleri paylaşılmıştır.

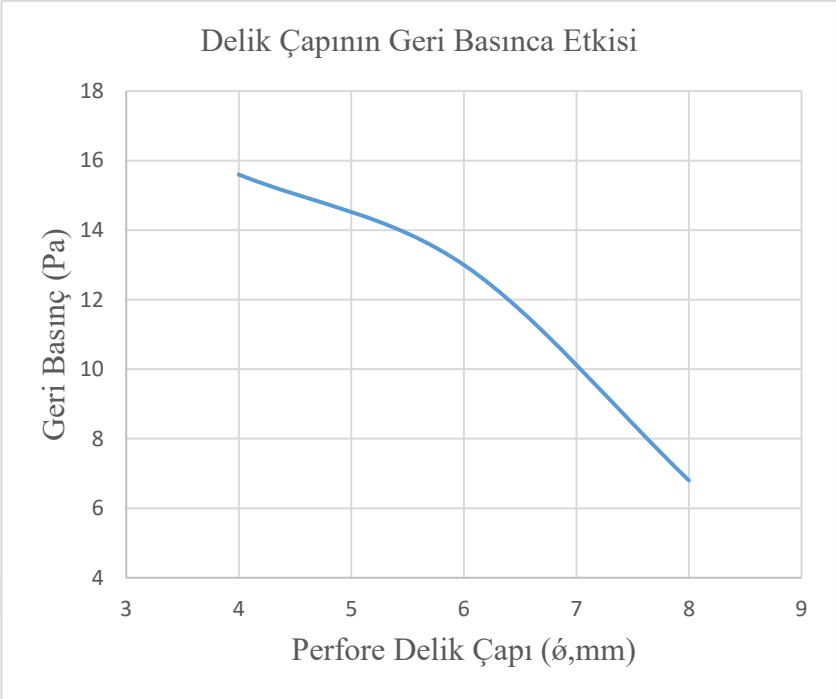
Çizelge 6.2. Geri basınç analizi ve deneysel egzoz geri basınç (EGB) sonuçları

Model	Delik Çapı (ǿ) mm	Delik Adedi	Boru Çapı (Ǿ) mm	Sıcaklık (°C)	Debi [kg/h]	Sayısal Analiz EGB Değeri (kPa)	Deney EGB Değeri (kPa)	Analiz Sapma Oranı (%)
1	4	160	57	450	300	15,1	15,6	3
2	6	160	57	450	300	13	13	0
3	8	160	57	450	300	6,6	6,8	3
4	6	120	57	450	300	14,5	14,8	2
5	6	160	57	450	300	13	13	0
6	6	200	57	450	300	7,8	7,6	3
7	6	160	57	450	300	13	13	0
8	6	160	63,5	450	300	11,6	11,6	0
9	6	160	70	450	300	5,1	5,3	4

Çizelge 6.2'de elde edilen sonuçlar incelendiğinde, analitik çalışmalar ile deneysel yöntemle elde edilen geri basınç değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Ancak en büyük sapma %4 ile model 9 da tespit edilmiştir. Yapılan teorik analizler ve deneysel çalışmalar arasındaki yakınlıktan dolayı, deneysel verilerden elde edilen sonuçların kullanılması uygun görülmüştür.

7.1.1 Delik Çapının Geri Basınca Etkisi

Yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarına bağlı olarak, perfore delik çapının geri basınç ile ilişkisi grafik kullanılarak incelenmiştir. Literatürde konuyla ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, deliklerin homojen olarak dağıtıldığı kabul edilmiştir. Şekil 7.1'de, delik çapının geri basınca olan etkisini gösteren grafik sunulmuştur.



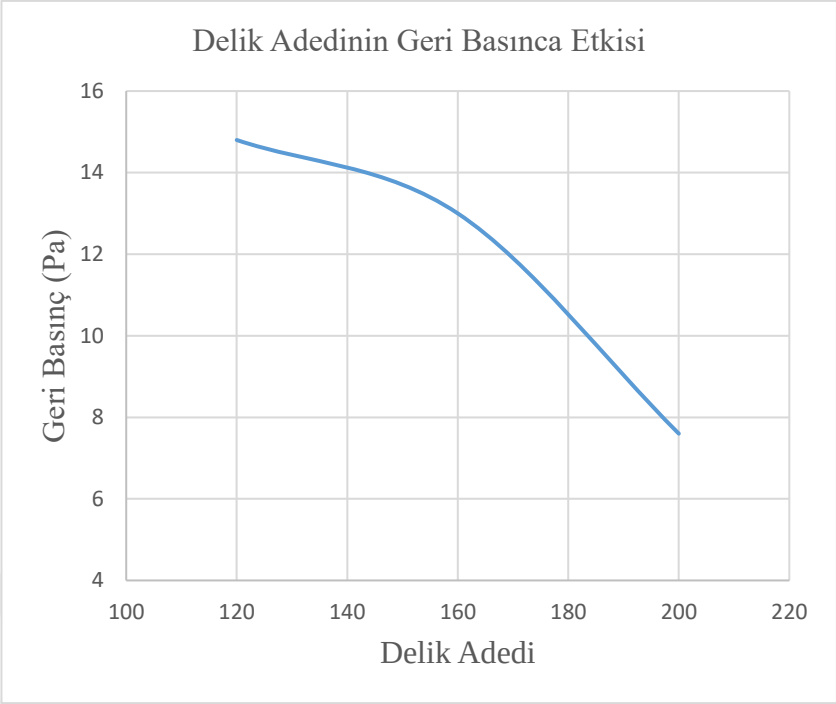
Şekil 7.1. Delik çapının geri basınca etkisi

Şekil 7.1'de görüldüğü üzere, perfore delik çapı küçüldükçe egzoz geri basınç değerleri pozitif yönde artmakta, ancak perfore delik çapı büyüdükçe egzoz geri basıncı azalmaktadır. Ayrıca, büyük deliklerin kullanımı sonucunda düşük devirlerde tork kaybı tespit edilmiştir.

Egzoz geri basıncının artması ile birlikte yüksek güç üreten bir motor daha fazla yakıt ve zararlı egzoz gazları üretmektedir. Bu yanmış gazlar, egzoz sisteminden geçerken motorun gücünü etkileyen bir direnç oluşturmakta ve dolayısıyla motorun verimliliğini düşürmektedir. Sonuç olarak, düzenli bir akış; motorun yakıt ve atık gaz tüketimini azaltarak genel performansını artırmaktadır (Doğan & Uysal, 2022).

7.1.2 Delik Adedinin Geri Basınca Etkisi

Tasarlanan susturucudaki delik adedinin geri basınca olan etkileri incelenmiş ve Şekil 7.2’de grafikte gösterilmiştir.

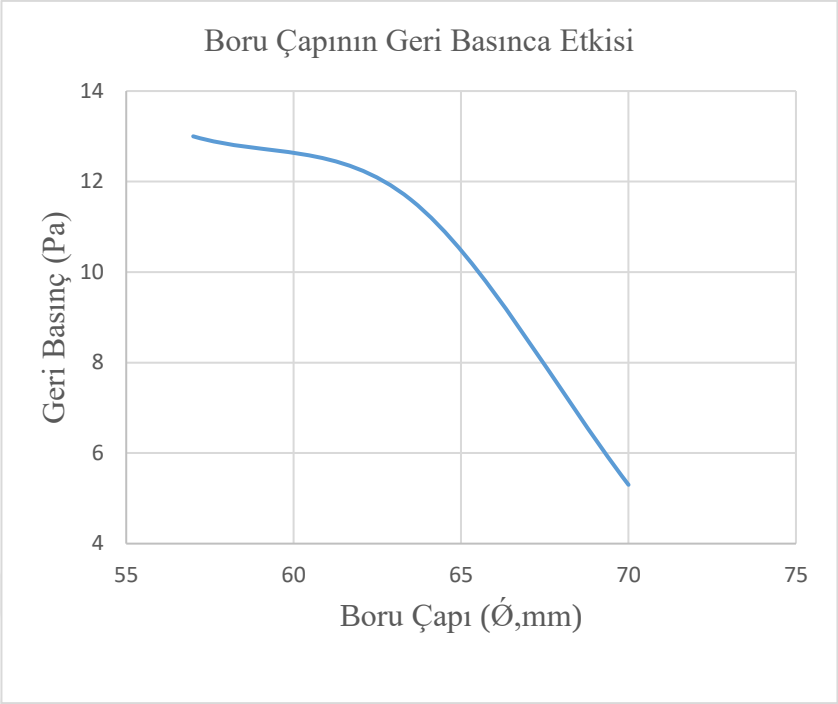


Şekil 7.2. Delik adedinin geri basınca etkisi

Şekil 7.2'deki grafikte, delik adedinin 120 olduğu durumda maksimum geri basınç oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, perfore boru üzerindeki delik sayısının artırılmasının egzoz geri basıncının azalmasına sebebiyet verdiği görülmektedir.

7.1.3 Boru Çapının Geri Basınca Etkisi

Tasarlanan egzoz susturucusundaki boru çapının geri basınca olan etkisi incelenmiş ve değişim grafiği Şekil 7.3'de gösterilmiştir. Deneysel verilere göre, boru çapı arttıkça geri basıncın azaldığı Şekil 7.3'teki grafikten açıkça görülmektedir.



Şekil 7.3. Boru çapının geri basınca etkisi

Şekil 7.3'teki grafikten de anlaşılacağı üzere, minimum egzoz geri basınç değeri, perfore boru çapının 70 mm olduğu durumda gerçekleşmektedir. Ayrıca, 63,5 mm ile 70 mm aralığındaki boru çapı ölçülerine karşılık gelen geri basınç değerlerinin, 57 mm ile 63,5 mm aralığındaki değerlere göre daha fazla arttığı gözlemlenmektedir.

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

8.1. Sonuç

Yapılan çalışmada; dokuz farklı parametrik değerlerin geri basınca olan etkileri, Solidworks Flow Simulation yazılımı ile analiz edilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilere göre, perfore boru çapı ve delik sayısı sabit tutularak perfore delik çapının değişken olduğu durumlar incelenmiştir. Benzer şekilde, delik çapı ve boru çapı sabit tutularak delik sayısının değişken olduğu ayrıca delik çapı ile delik sayısı sabit tutularak boru çapının değişken olduğu durumlar değerlendirilmiştir.

Sonuç olarak; egzoz susturucu tasarımlarında ideal egzoz geri basıncı sağlayabilmek için perfore delik çapı, boru çapı ve delik sayısı optimizasyonunun büyük bir öneme sahip olduğu tespit edilmiştir.

Sayısal analizlerle elde edilen egzoz geri basıncı sonuçlarının, deneysel egzoz geri basıncı sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu çalışmada egzoz geri basıncı sınır değeri traktör motorları için 10 kPa olarak hedeflenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde Model-3, Model-6 ve Model-9 bu sınır şartını karşılamıştır.

Yapılan çalışmadan elde ettiğimiz sonuçlarına bağlı olarak, tasarımı yapılan susturucular içinde minimum EGB 5,3 kPa, maksimum EGB 7,6 kPa olarak bulunmuştur. Bu şartlar altında tasarladığımız üç modelin ideal egzoz geri basıncı şartlarını karşıladığı görülmüştür. Susturucu perfore boru çapı 57 mm ve 70 mm, delik çapı 6mm ve delik sayısı 160 adet olarak üretilmesinin uygun olacağı kanaatına varılmıştır.

8.2 Öneriler

Elde edilen teorik ve deneysel sonuçlara göre; perforeli bir susturucudaki perfore delik çapı, delik adedi ve boru çapı parametrelerinin arttırılması susturucuda oluşan egzoz geri basıncını azalttığı görülmüştür. Bu nedenle, susturucu tasarımlarında perfore delik çapı ve boru çapının küçük ayrıca delik adedinin az sayıda modellenmesi halinde egzoz geri basıncının artacağı tespit edilmiştir. Deneysel ve teorik sonuçların birbirine çok yakın olması nedeniyle imalat sürecinde işletme şartlarına göre her iki yönteminde kullanılabileceği anlaşılmıştır.

İleride yapılacak olan farklı çalışmalarda; susturucu modellemeleri tamamlandıktan sonra egzoz geri basıncında sapma miktarının minimum seviyede oluşması için üretim aşamasında malzeme özellikleri, kaynak, yüzey hataları ve toleranslara daha fazla önem verilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

Benli, B. (2023). *St37 Çeliğinin Farklı Kaplama Yöntemleriyle Yüzey Modifikasyonu ve Analizi.* Yüksek Lisans Tezi, Samsun Üniversitesi/Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Samsun.

Bhadke, P. B., & Mahajan, K. A. (2016). Analysis of absorptive muffler for inductive & resistive damping. *IOSR Journal of Mechanical & Civil Engineering* .

Bhure, S. (2018). Effect of exhaust back pressure on performance and emission characteristics of diesel engine equipped with diesel oxidation catalyst and exhaust gas recirculation. *International Journal of Vehicle Structures & Systems, 3*(10), 199-203. doi:10.4273/ijvss.10.3.09

Chavan, N. S., & Wadkar, S. B. (2013). Design and performance measurement of compressor exhaust silencer by CFD. *International Journal of Scientific Research*, 156-158.

Chen, Z., Ji, Z., & Huang, H. (2020). Acoustic impedance of perforated plates in the presence of fully developed grazing. *Journal of Sound and Vibration, 485*, 115547. doi:10.1016/j.jsv.2020.115547

Çetin, M. O. (2011). *Susturucularda Basınç Kaybı ve Akustik Performansın İncelenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Das, S., Das, S., Das, K. M., Ahmad, A., Ali, S. S., Faizan, M., . . . Vadiraja, B. R. (2022). A novel design for muffler chambers by incorporating baffle plate. *Applied Acoustics, 197*, 108888. doi:10.1016/j.apacoust.2022.108888

Demirel, M. Y. (2018). *Alüminyum Sac Malzemelerde Sıcaklığın Geri Esnemeye Etkisinin Deneysel Araştırılması.* Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Doğan, Y. (2021). *Dizel Jeneratör Motorlarında Egzoz Geri Basıncının Emisyon ve Performansa Etkisinin İncelenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi/Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.

Doğan, Y., & Uysal, M. (2022). Bir Dizel Jeneratörde Artan Motor Yükünün Egzoz Geri Basıncı Üzerindeki Etkisinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 24*(72), 983-994.

Durgam, S., Thanekar, S., Hajare, S., Bartakke, S., & Shet, C. (2022). Modeling and simulation of SI engine muffler for prediction of backpressure by optimizing porosity and muffler diameter. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering,IOP Publishing*. doi:10.1088/1757-899X/1258/1/012037

Elsayed, A., Bastien, C., Jones, S., Christensen, J., Medina, H., & Kassem, H. (2017). Investigation of baffle configuration effect on the performance of exhaust mufflers. *Case Studies in Thermal Engineering, 10*, 86-94. doi:10.1016/j.csite.2017.03.006

Hield, P. (2011). *The effect of back pressure on the operation of a diesel engine.* (Report No.DSTO-TR-2531).Maritime Platform Division, Defense Science and Technology Organization, Australian Goverment. https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA542327.pdf adresinden alındı

Joardder, M., Uddin, M. S., & Roy, M. M. (2011). Effect of engine backpressure on the performance and emissions of a CI engine. *In Proceedings of the 9th International Conference on Mechanical Engineering*, (s. 1-5). (Dhaka) Bangladesh.

Kalita, U., & Singh, M. (2021). Design and CFD analysis on flow through a reactive muffler of four-cylinder diesel engine. *In Recent Trends in Engineering Design: Select Proceedings of ICAST 2020*, 211-223. doi:10.1007/978-981-16-1079-0_22

Kang, I. S., & Yang, S. M. (2022). The Effect of Back Pressure Change on Exhaust Emissions According to the Confluence Geometry of a Dual Exhaust System in Idling. *Applied Sciences, 12*(4), 1855. doi:10.3390/app12041855

Karuppusamy, P., & Senthil, D. R. (2013). Design analysis of flowcharacteristic of catalytic converter and effects of backpressure on engine performance. *International Journal of Research in Engineering & Advanced Technology, 1*(1).

Karvountzis-Kontakiotis, A., Pesiridis, A., Zhao, H., Alshammari, F., Franchetti, B., Pesmazoglou, I., & Tocci, L. (2017). Effect of an ORC waste heat recovery system on diesel engine fuel economy for off-highway vehicles. *SAE Technical Paper, 01*(0136). doi:10.4271/2017-01-0136

Kelly, O. E., & Abdulsamad, G. (2017). Engineering material selection for automotive exhaust systems using CES software. *Internatioanl Journal of Engineering Technologies, 3*(2), 50-60.

Kesgin, U. (1999). Çok silindirli bir motorda emme ve egzoz sistemi geometrisinin performans karakteristiklerine etkisi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 1*(1), 1-10.

Kore, S., Aman, A., & Abudlkadir, E. (2011). Performance evaluation of a reactive muffler using CFD. *Journal of EEA, 28*, 83-89.

Krüger, J., Castor, F., & Jebasinski, R. (2007). *"Active Exhaust Silencers - Current Perspectives and Challenges".* J. Eberspächer GmbH & Co KG. doi:10.4271/2007-01-2204

Kuş, R. (1997). *Ventüri Tüpü Tasarımı ve Uygulaması.* Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Mane, S. S., Bhosale, S. Y., & Deshpande, H. N. (2016). CFD analysis of back pressure of reactive muffler. *International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology, 3*(12), 1-7.

Mohamad, B., Karoly, J., Zelentsov, A., & Amroune, S. (2021). Investigation of perforated tube configuration effect on the performance of exhaust mufflers with mean flow based on three-dimensional analysis. *Archives of Acoustics, 46*(3), 561-566. doi:10.24425/aoa.2021.138148

Munjal, L. M., & Kumar, V. (2017). Design and analysis of a plug-muffler modified for low back-pressure and improved acoustic performance. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 26*(190), 44-57. doi:10.4271/2017-26-0190

Nursal, R. S., Hashim, A. H., Nordin, N. I., Hamid, M. A., & Danuri, M. R. (2006). CFD analysis on the effects of exhaust backpressure generated by four-stroke marine diesel generator after modification of silencer and exhaust flow design. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 12*(4).

Özkan, Y. (2016). *Farklı Özellikteki Duvar Akışlı Dizel Partikül Filtrelerinin Basınç Kaybına Etkilerinin İncelenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

Özkan, Y., Özsert, İ., Ayhan, V., & Cesur, İ. (2016). Reaktif tip susturucunun iç tasarımının akış ve akustik özelliklerine etkisinin İncelenmesi. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 20*(1), 65-74.

Özkan, Y., Özsert, İ., Cesur, İ., & Ayhan, V. (2017). Duvar akışlı bir partikül filtresindeki basınç kaybının deneysel ve nümerik incelenmesi. *Sakarya University Journal of Science, 21*(5), 1023-1030. doi:10.16984/saufenbilder.323821

Özkozacı, O. N. (2006). *Reaktif ve Sönümlü Susturucuların Akustik Modellenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Pangavhane, S. D., Ubale, A. B., Tandon, V. A., & Pangavhane, D. R. (2013). Experimental and CFD analysis of a perforated inner pipe muffler for the prediction of backpressure. *International Journal of Engineering and Technology, 5*(5), 115-119.

Potente, D. (2005). General design princibles for an automotive muffler. *Proceedings of Acoustics*, 153-158.

Prajapati, V. D., & Desai, A. J. (2016). Design and analysis of automotive muffler. *International Journal of Engineering Research & Technology, 5*(05).

Reddy, G. G., & Prakash, N. (2016). Design and fabrication of reactive muffler. *International Journal of Chemical Science, 14(2)*, 1069-1076.

Saf, O. (2010). *Perforasyonlu Susturucuların Akış ve Akustik Etkilerinin İncelenmesi.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

https://www.vanec.com/absorptive-type-silencers.html

ÖZGEÇMİŞ

İlköğretim ve lise eğitimini Babaeski'de tamamlamıştır. Lisans eğitimini ise 2012-2017 yılları arasında T.C. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde başarıyla tamamlamıştır. Mezuniyetinin ardından, 2017-2019 yılları arasında üretim mühendisliği pozisyonunda iş hayatına başlamıştır. 2020 yılında Hattat Traktör A.Ş. firmasında satınalma mühendisi olarak görev almış, ardından 2021 yılında Vem İlaç A.Ş. firmasında teknik satınalma uzmanı olarak kariyerine devam etmektedir. İyi derecede SAP, Excel ve SolidWorks bilgisine sahiptir. Ayrıca, İngilizce dilini de etkin bir şekilde kullanabilmektedir.