**TUGAS AKHIR - TF 181801**

# RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET

HILMI AHMAD MUZAKKY
NRP. 02311740000078

Dosen Pembimbing:
Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2021

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

*FINAL PROJECT* - **TF 181801**

# RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET

HILMI AHMAD MUZAKKY

NRP. 02311740000078

Supervisors:

Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng.

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS*

*Faculty of Industrial Technology and System Engineering*

*Institut Teknologi Sepuluh Nopember*

*Surabaya 2021*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

| | |
|---|---|
| Nama | : Hilmi Ahmad Muzakky |
| NRP | : 02311740000078 |
| Departemen / Prodi | : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika |
| Fakultas | : Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FT-IRS) |
| Perguruan Tinggi | : Institut Teknologi Sepuluh Nopember |

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "**RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET**" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya-benarnya.

Surabaya, 1 Agustus 2021
Yang membuat pernyataan,

Hilmi Ahmad Muzakky
NRP. 02311740000078

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# LEMBAR PENGESAHAN
# TUGAS AKHIR

**RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET**

**Oleh:**

**Hilmi Ahmad Muzakky**

**NRP. 02311740000078**

**Surabaya,**

**Menyetujui,**

**Pembimbing I**

**Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng.**

**NIP. 19731007 199802 1 001**

**Mengetahui,**

**Kepala Departemen**

**Teknik Fisika FTIRS-ITS**

Digitally signed by Dr. Suyanto, S.T., M.T.
Date: 2021.08.31 12:18:00 +07'00'

**Dr. Suyanto S.T., M.T.**

**NIP. 19711113 199512 1 002**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# LEMBAR PENGESAHAN

**RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Progam Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FT-IRS)
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Hilmi Ahmad Muzakky**
**NRP. 02311740000078**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng. ..... (Pembimbing I)
2. Ir. Wiratno Argo Asmoro, M.Sc. ..... (Ketua Penguji)
3. Bagus Tris Atmaja, S.T., M.T.,Ph.D. ..... (Penguji I)
4. Dr. Katherin Indriawati, S.T., M.T. ..... (Penguji II)

**SURABAYA**
**2021**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# RANCANG BANGUN MUFFLER SEBAGAI UPAYA MITIGASI KEBISINGAN SUARA PADA GENSET


| | | |
|---|---|---|
| **Nama** | **:** | **Hilmi Ahmad Muzakky** |
| **NRP** | **:** | **02311740000078** |
| **Departemen** | **:** | **Teknik Fisika FTIRS - ITS** |
| **Dosen Pembimbing** | **:** | **Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng.** |


## ABSTRAK


Kebisingan adalah aspek yang tidak bisa dihindari dari suatu kegiatan maupun proses produksi, namun bising dapat direduksi atau diturunkan aras kebisingan (noise level) yang diterima sehingga mencapai kenyamanan pendengaran. Pada penelitian ini dilakukan upaya mitigasi kebisingan suara pada genset Menara Sains ITS. Dimodelkan muffler sebagai upaya mitigasinya, model muffler yang dipakai adalah model absorptif bertipe staight-through dimana muffler tersebut dapat mereduksi bising pada frekuensi menengah ke atas. Divariasikan dimensi muffler untuk mendapatkan nilai Transmission Loss yang tepat. Model muffler yang tepat sebagai rekomendasi pemasangan muffler pada genset memiliki parameter lebar, panjang dan tinggi masing masing bernilai 0,5 m, 0,2 m, dan 0,7 m. Dengan material akustik yang terpasang adalah material glasswool bermassa jenis 16 kg/m3 dan material pembungkus muffler yaitu material fiberglass bermassa jenis 2000 kg/m3. Muffler yang dimodelkan mampu mereduksi bising sebesar 37 dB(A) pada genset, yang membuat kelima ruangan lingkungan genset yang diuji dapat mencukupi batas kebisingan dengan rata-rata TTB yang diterima sebesar 30 dB(A). Lalu didapatkan nilai error rata-rata validasi muffler sebesar 5,29 %. Jika dikalikan dengan nilai TTB yang akan diterima oleh kelima kelas akan diproyeksikan menjadi bernilai 31,59 dB(A)



**Kata Kunci: Bising, *Muffler*, *Transmission Loss*, *Pressure Drop***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# *MUFFLER DESIGN AS AN EFFORT TO MITIGATE NOISE IN GENERATORS*


| | | |
|---|---|---|
| ***Name*** | **:** | **Hilmi Ahmad Muzakky** |
| ***NRP*** | **:** | **02311740000078** |
| ***Department*** | **:** | **Engineering Physics FTIRS - ITS** |
| ***Supervisors*** | **:** | ***Dr. Dhany Arifianto ST.,M.Eng.*** |


## *ABSTRACT*


*Noise is an unavoidable aspect of an activity or process, but noise can reduce production or reduce the level of noise received so as to achieve hearing comfort. In this study, sound mitigation efforts were carried out on the ITS Tower Sains generator. The muffler is modeled as a mitigation effort, the muffler model used is a straight-through type absorptive model where the muffler can reduce noise at mid to high frequencies. The muffler dimensions are varied to get the right Transmission Loss value. The right muffler model as a recommendation for muffler installation on the generator set parameters width, length and height is feasible for 0.5 m, 0.2 m, and 0.7 m, respectively. With the acoustic material installed is glasswool material with a density of 16 kg/m$^3$ and the muffler wrapping material is a fiberglass material with a density of 2000 kg/m$^3$. The modeled muffler is able to reduce noise by 37 dB(A) in the generator set, which makes the five tested genset environmental rooms reach the yield limit with an average TTB received of 30 dB(A). Then the average error value of the muffler validation is 5.29%. If multiplied by the value of TTB that will be accepted by the five classes it will be feasible for 31.59 dB(A).*



***Keywords: Noise, Muffler, Transmission Loss, Pressure Drop***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah Yang Maha Pengasih Lagi Maha Penyayang, puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT. Atas rahmat dan hidayahnya sehingga laporan tugas akhir ini yang berjudul "Rancang Bangun Muffler Sebagai Upaya Mitigasi Kebisingan Suara Pada Genset"dapat terselesaikan dengan baik.

Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam pengerjaan Tugas Akhir dan Laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak Dr. Suyanto, S.T., M.T. selaku Kepala departemen Teknik Fisika ITS
2. Bapak Dr. Dhany Arifianto, S.T , M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir ini atas waktu dan bimbingan konsultasi yang telah diberikan
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS
4. Segenap keluarga tercinta terutama kedua orang tua beserta adik penulis yang telah menjadi motivasi dan penyemangat dalam penyelesaian tugas akhir ini.
5. Teman - teman angkatan 2017 dan warga Teknik Fisika - ITS, yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan
6. Teman-teman asisten Laboratorium Vibrasi dan Akustik - Teknik Fisika yang senantiasa memberikan motivasi, bantuan dan dukungan penuh
7. Serta pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidak sempurna, namun penulis berharap laporan ini dapat memberikan kontribusi dan wawasan yang bermanfaat bagi pembaca. Semoga laporan tugas akhir ini dapat dipergunakan dengan sebaik-baiknya.

Surabaya, 1 Juli 2021

Penulis

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL ..... i
*COVER PAGE* ..... iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI ..... v
LEMBAR PENGESAHAN ..... vii
LEMBAR PENGESAHAN ..... ix
ABSTRAK ..... xi
*ABSTRACT* ..... xiii
KATA PENGANTAR ..... xv
DAFTAR ISI ..... xvii
DAFTAR GAMBAR ..... xix
DAFTAR TABEL ..... xxi
BAB I PENDAHULUAN ..... 1
1.1 Latar Belakang ..... 1
1.2 Rumusan Masalah ..... 2
1.3 Tujuan ..... 3
1.4 Batasan Masalah ..... 3
1.5 Sistematika Laporan ..... 3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI ..... 5
2.1 Review Penelitian Sebelumnya ..... 5
2.2 Teori Penunjang ..... 6
2.2.1 Definisi Bising ..... 6
2.2.2 Teknik Pengendalian Bising ..... 7
2.2.3 Muffler ..... 8
2.2.4 Parameter Muffler ..... 13
2.2.5 Aliran Fluida pada Muffler ..... 15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN ..... 26
3.1 Diagram Alir Penelitian ..... 26
3.2 Studi Literatur ..... 26
3.3 Pengambilan Data Genset ..... 27
3.4 Pemodelan Muffler Pada Comsol ..... 31
3.4 Analisa Performansi Muffler ..... 35
3.5 Optimisasi Nilai *Transmission Loss* Muffler ..... 37
3.6 Penarikan Kesimpulan dan Membuat Spesifikasi Rekomendasi Muffler ..... 39
3.7 Validasi Desain Muffler ..... 39
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN ..... 42

4.1 Pemilihan Model Muffler ..... 42
4.2 Pemodelan Muffler pada Comsol Multiphysics ..... 45
4.3 Hasil Variasi Parameter Muffler ..... 48
4.4 Hasil Desain Akhir Muffler ..... 54
4.5 Validasi Desain Muffler ..... 57
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN ..... 64
5.1 Kesimpulan ..... 64
5.2 Saran ..... 64
DAFTAR PUSTAKA ..... 66
LAMPIRAN ..... lxix
BIODATA PENULIS ..... lxxv

# DAFTAR GAMBAR

**Gambar 2. 1** Diagram Teknik Pengendalian Bising (Ocument *et al.*, 2015) ..... 7
**Gambar 2. 2** Bagian dari reactive muffler (Kiran and Ashtagi, 2014)..... 9
**Gambar 2. 3** Skema reactive muffler (Kiran and Ashtagi, 2014) ..... 10
**Gambar 2. 4** Bagian dari absorptive muffler (Venkataraman and Raj, 2014) ..... 10
**Gambar 2. 5** Skema absorptive muffler (Venkataraman and Raj, 2014) ..... 10
**Gambar 2. 6** Tipe *Chambered Muffler* (Sharma Neha, 2017)..... 11
**Gambar 2. 7** Tipe *Turbo Muffler* (Sharma Neha, 2017)..... 12
**Gambar 2. 8** *Straight-through Muffler* (Sharma Neha, 2017)..... 12
**Gambar 2. 9** Ilustrasi Transmission Loss (Munjal, 1990)..... 13
**Gambar 2. 10** Insertion Loss menggunakan pendekatan matriks transfer (Munjal, 1990) 14
**Gambar 2. 11** Pemasangan muffler pada sistem pembuangan mesin (Munjal, 1990)..... 14
**Gambar 2. 12** a) Percobaan untuk menentukan jenis aliran b) Karakteristik jenis aliran (Munson *et al.*, 2009)..... 15
**Gambar 2. 13** Grafik perubahan waktu terhadap kecepatan fluida pada suatu titik. (Munson *et al.*, 2009)..... 16
**Gambar 2. 14** Daerah aliran didalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009)..... 17
**Gambar 2. 15** Gerakan elemen fluida silindris di dalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009) ..... 18
**Gambar 2. 16** Diagram benda bebas dari silinder fluida (Munson *et al.*, 2009)..... 18
**Gambar 2. 17** Distribusi tegangan geser pada fluida didalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009) ..... 19
**Gambar 2. 18** Penggambaran dimensi pada pipa (Munson *et al.*, 2009) ..... 21
**Gambar 2. 19** Koefisien kerugian akibat pelebaran dimensi pipa (sudden expansion) (Munson *et al.*, 2009)..... 22
**Gambar 2. 20** Koefisien kerugian akibat penyempitan dimensi pipa (sudden constraction) (Munson *et al.*, 2009)..... 22
**Gambar 2. 21** Volume kontrol menghitung $K_L$ ekspansi mendadak. (Munson *et al.*, 2009) ..... 23
**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian..... 26
**Gambar 3. 2** Genset yang Diujikan ..... 27
**Gambar 3. 3** SLM Ono Sokki LA-7000..... 27
**Gambar 3. 4** Denah Perekaman Respon Suara pada Lantai 1 ..... 28

**Gambar 3. 5** Denah Perekaman Respon Suara pada Lantai 2 .....28
**Gambar 3. 6** Hasil pengolahan FFT di ruang smart classroom matematika .....29
**Gambar 3. 7** Hasil pengolahan FFT di ruang kelas statistika T103 .....29
**Gambar 3. 8** Hasil pengolahan FFT di ruang kelas statistika T-104 .....30
**Gambar 3. 9** Hasil pengolahan FFT di ruang dosen matematika .....30
**Gambar 3. 10** Hasil pengolahan FFT di ruang rapat dosen matematika .....30
**Gambar 3. 11** Hasil TTB pada genset per pita frekuensi .....31
**Gambar 3. 13** Tampilan pada software Comsol Multiphysics 5.5 .....34
**Gambar 3. 14** Hasil *Grid Independence Test* .....35
**Gambar 3. 15** Parameter *Acoustic Pressure* pada Comsol .....36
**Gambar 3. 16** Parameter *Sound Pressure Level* pada Comsol .....36
**Gambar 3. 17** Parameter dimensi muffler yang akan dilakukan optimisasi .....38
**Gambar 3. 18** *Flowchart* Optimisasi Muffler .....38
**Gambar 4. 1** Model muffler absorptif bertipe *staight-through* .....43
**Gambar 4. 2** Material (a) glass wool (b) fiber glass (c) stainless steel (Aniekan E., Ejiroghene Kelly and Abdulsamad, 2017) .....44
**Gambar 4. 3** Model Muffler pada Comsol Multiphysics 5.5 .....46
**Gambar 4. 4** Grafik Hasil Transmission Loss Model Desain Awal Muffler .....46
**Gambar 4. 5** Grafik Hasil Atenuasi oleh Desain Awal Muffler .....47
**Gambar 4. 6** Tingkat Kebisingan Suara Yang Umum Dan Risiko Gangguan Pendengaran (enHealth, 2018) .....48
**Gambar 4. 7** Hasil dB drop variasi lebar muffler .....49
**Gambar 4. 8** Hasil pressure drop variasi lebar muffler .....49
**Gambar 4. 9** Hasil dB drop variasi panjang muffler .....50
**Gambar 4. 10** Hasil pressure drop variasi panjang muffler .....51
**Gambar 4. 11** Hasil dB drop variasi tinggi muffler .....52
**Gambar 4. 12** Hasil pressure drop variasi tinggi muffler .....53
**Gambar 4. 13** Desain Final Model Muffler .....55
**Gambar 4. 14** Hasil TL pada Model Final Muffler .....55
**Gambar 4. 15** Hasil Atenuasi oleh Final Model Muffler .....56
**Gambar 4. 16** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Axcel AOR35 .....58
**Gambar 4. 17** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Axcel AOR45 .....59
**Gambar 4. 18** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Maxim MR42 .....60
**Gambar 4. 19** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Maxim MR62 .....61

# DAFTAR TABEL

**Tabel 2. 1** Baku Tingkat Kebisingan (Menteri Perhubungan, 1996) ..... 7
**Tabel 3. 1** Nilai TTB Pengukuran respon suara dari genset ..... 29
**Tabel 4. 1** Nilai paramter awal pemodelan muffler ..... 45
**Tabel 4. 2** Hasil proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji ..... 47
**Tabel 4. 3** Selisih dB drop per frekuensi variasi lebar muffler ..... 49
**Tabel 4. 4** Selisih pressure drop per frekuensi variasi lebar muffler ..... 50
**Tabel 4. 5** Selisih dB drop per frekuensi variasi panjang muffler ..... 50
**Tabel 4. 6** Selisih pressure drop per frekuensi variasi panjang muffler ..... 51
**Tabel 4. 7** Selisih dB drop per frekuensi variasi tinggi muffler ..... 52
**Tabel 4. 8** Selisih pressure drop per frekuensi variasi tinggi muffler ..... 52
**Tabel 4. 9** Nilai parameter akhir desain muffler ..... 54
**Tabel 4. 10** Hasil proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji dengan kedua model muffler ..... 56
**Tabel 4. 11** Rincian berat per material yang digunakan ..... 57
**Tabel 4. 12** Rincian harga per material yang digunakan ..... 57
**Tabel 4. 13** Parameter dimensi Axces AOR35 ..... 58
**Tabel 4. 14** Parameter dimensi Axces AOR45 ..... 59
**Tabel 4. 15** Parameter dimensi Maxim MR42 ..... 59
**Tabel 4. 16** Parameter dimensi Maxim MR62 ..... 60
**Tabel 4. 17** Perhitungan nilai *error overall* validasi muffler ..... 61

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB I
# PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Polusi suara berarti suara atau kebisingan yang tidak diinginkan. Kebisingan suara dianggap oleh kebanyakan orang sebagai hal yang mengganggu. Menurut Keputusan Menteri Negara Lingkungan Hidup KEP-48/MENLH/11/1996, kebisingan adalah bunyi yang tidak diinginkan dari usaha atau kegiatan dalam tingkat dan waktu tertentu yang dapat menimbulkan gangguan kesehatan manusia dan kenyamanan lingkungan. Hal tersebut sangat menghambat manusia tidak hanya secara fisik, tetapi juga mental. Karena alasan ini, pengurangan kebisingan sangat diminati di masyarakat ini serta pencegahan kebisingan menjadi perhatian yang meningkat pada kehidupan bermasyarakat. Dalam masyarakat, semua industri, sektor perumahan dan pabrik bisnis banyak menggunakan genset bertenaga diesel untuk membangkitkan tenaga listrik dimana generator mesin diesel dapat menimbulkan suara yang keras.

Sumber utama kebisingan pada mesin termasuk genset adalah kebisingan pada knalpot dan kebisingan yang ditimbulkan akibat gesekan berbagai bagian mesin dimana suara knalpot paling dominan. Untuk meredam suara bising tersebut digunakan berbagai macam muffler (peredam suara). Muffler adalah perangkat yang dirancang untuk mengurangi suara keras yang dihasilkan oleh mesin pembakaran internal dari muffler langsung ke lingkungan. Hal ini disebabkan ketika gas buang bertekanan tinggi melewati silinder menuju tekanan atmosfir normal. Dengan demikian, muffler dirancang untuk menghilangkan atau meredam kebisingan dengan mengarahkan gas ke dalamnya (Arquitectura *et al.*, 2015)

Umumnya, muffler terdiri dari jaket logam tubular yang berisi pipa berlubang dan ruang yang dirancang untuk mencapai suara yang diinginkan dengan membatalkan sebagian gelombang suara. Tabung dan ruang ini diatur untuk membuat gelombang suara dari gas buang dipantulkan ke mesin atau dengan memantul di antara ruang-ruang dimana dapat sangat mengurangi jumlah intensitas kebisingan yang dipancarkan ke lingkungan (Lee, 2015).

Terdapat banyak desain muffler, tetapi umumnya diklasifikasikan sebagai penyerap atau reaktif, tergantung pada apakah energi akustik dihamburkan menjadi panas atau dipantulkan oleh diskontinuitas area. Namun, tidak ada muffler praktis yang benar-benar

reaktif atau absorptif. Setiap muffler terdiri dari beberapa elemen dengan ketidakcocokan impedansi dan beberapa dengan absorpsi akustik (Fu *et al.*, 2021).

Parameter muffler mempengaruhi pada kinerjanya. Volume muffler akan mempengaruhi hilangnya transmisi. Ketika rasio area meningkat, Transimission Loss (TL) juga meningkat (Mujal, 1987). Namun, dengan mengubah panjang muffler tidak akan mempengaruhi TL tetapi rentang frekuensi akan terpengaruh. Panjang ruang yang lebih pendek akan menambah jumlah ruangan (chamber), sedangkan ruang yang lebih panjang meningkatkan jumlah chamber dan meningkatkan jangkauan rentang frekuensi. Oleh karena itu, mengubah panjang muffler sangat efektif dan efisien untuk meredam noise frekuensi pita lebar (Xiang *et al.*, 2017).

Penempatan penyekat juga mempengaruhi Transimission Loss (TL). Dengan mengubah posisi penyekat, ini dapat meningkatkan atenuasi pada frekuensi tinggi (Elsayed *et al.*, 2017) dan jarak penyekat kecil dapat menciptakan efek resonator (Denia *et al.*, 2007). Selain itu, meningkatkan saluran masuk dan keluar muffler yang diperpanjang akan meningkatkan jumlah puncak resonansi. Dengan memilih panjang yang tepat dapat memberikan redaman akustik yang baik. Atenuasi menjadi tidak teratur dan jumlah puncak meningkat seiring dengan peningkatan radius pipa (Denia *et al.*, 2007).

Penggunaan genset sebagai sumber listrik cadangan juga digunakan pada lingkungan perkuliahan, pada penelitian ini dilakukan analisis kebisingan pada lingkungan Institut Teknologi Sepuluh Nopember tepatnya pada lingkungan ruang genset menara sains. Pada saat genset yang dihidupkan, terjadi polusi suara yang cukup mengganggu beberapa wilayah dan ruangan yang berada disekitar ruang genset. Penyebab terjadinya polusi suara yang terjadi ini disebabkan arah saluran pembuangan genset/knalpot genset yang mengarah ke wilayah sekitar genset yang merupakan ruangan kelas dan ruang dosen dari departemen matematika dan statistika. Ruang genset menara sains ini sebelumnya sudah didesain khusus agar dapat meredam suara yang dihasilkan dari genset, namun setelah diukur sound levelnya dengan SLM nilai TTB pada 4 dari 5 ruang yang terletak pada sekitar genset berada diatas batas kenyamanan menurut Kepmen No. 48 tahun 1996. Oleh karena latar belakang tersebut, pada penelitian ini dilakukan perancangan muffler dengan tujuan untuk meredam kebisingan suara pada genset yang terletak pada Gedung menara sains Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka rumusan masalah pada penelitian ini adalah

a) Bagaimana merancang suatu muffler mereduksi emisi suara pada genset sehingga mencapai standar kenyamanan suara sesuai Kepmen No. 48 tahun 1996?
b) Bagaimana rekomendasi dan desain prototype untuk meningkatkan kenyamanan suara pada lingkungan sekitar genset tersebut?
c) Bagaimana performansi desain muffler pada genset yang diuji?

## 1.3 Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah

a) Merancang suatu muffler untuk mereduksi emisi suara pada genset sehingga mencapai standar kenyamanan suara sesuai Kepmen No. 48 tahun 1996
b) Menentukan rekomendasi dan desain prototype untuk meningkatkan kenyamanan suara pada lingkungan sekitar genset tersebut
c) Analisis performansi desain muffler pada genset yang diuji

## 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah:

a) Genset yang akan diuji adalah genset merk Perkins 6 silinder dengan seri 2806C-E18TAG1A yang terletak pada Gedung menara sains Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
b) Pengujian desain muffler tidak menghitung nilai *backpressure* serta nilai temperatur ketika muffler terpasang pada sistem pembuangan genset

## 1.5 Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini terdiri dari 5 bab, antara lain :

1. Bab I Pendahuluan

Menjelaskan mengenai latar belakang masalah, tujuan, manfaat, batasan masalah dan sistematika laporan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Menjelaskan mengenai definisi muffler serta jenis dan tipe-tipe nya, cara kerja, parameter muffler, laju aliran/ *flida* pada muffler serta penjelasan mengenai material akustik yang digunakan pada muffler.

3. Bab III Metodologi

Menjelaskan mengenai diagram alir metode penelitan, parameter penelitian, rincian kerja prosedur penelitian, serta alat dan bahan yang digunakan.

4. Bab IV Hasil dan Pembahasan

Memaparkan dan menganalisis data-data yang didapatkan dari hasil pengujian.

5. Bab V Penutup

Menjelaskan mengenai kesimpulan akhir penelitian dan saran-saran yang direkomendasikan berdasarkan keseluruhan data yang diperoleh.

# BAB II
# TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

## 2.1 Review Penelitian Sebelumnya

### 2.1.1 *Optimization and Experimental Validation of Elliptical Reactive Muffler with Central Inlet Central Outlet*

Tujuan dari makalah ini adalah untuk mengusulkan alat peredam suara yang efektif dan sederhana, yang dapat mencapai hasil yang baik dalam meminimalkan kebisingan. Analisis akustik adalah salah satu metode yang membantu menganalisis tingkat suara pada pipa belakang. Optimasi ini merevisi analisis akustik knalpot menggunakan Analisis FiniteElement. Knalpot dimodelkan dalam 'PRO E Wildfire 5.0 dan' COMSOL MULTIPHYSICS 'digunakan untuk analisis akustik Efek ekstrusi pipa saluran masuk dan keluar di dalam ruang dan juga posisi tabung saluran masuk ekstra (yaitu saluran masuk terbagi) ke ruang dan kemudian dioptimalkan parameter ini untuk mendapatkan tingkat tekanan suara minimum (TTB) atau kehilangan transmisi maksimum (TL). Efek TTB pada dinding knalpot tidak dipertimbangkan. Bahan knalpot juga tidak diperhatikan. Model knalpot elips yang dioptimalkan ini diproduksi dan kemudian divalidasi dengan analisis eksperimental.

### 2.1.2 *Validation of the Experimental Setup for the Determination of Transmission Loss of Known Reactive Muffler Model by Using Finite Element Method*

Dalam makalah ini dikembangkan setup eksperimental untuk memprediksi performansi akustik dari peredam suara reaktif dengan menggunakan metode dua beban dan divalidasi dengan penentuan transmission loss (TL) model knalpot reaktif yang diketahui dengan menggunakan metode elemen hingga (FEM). Untuk model eksperimental kehilangan transmisi terukur dibandingkan dengan yang diperoleh dari metode elemen hingga (FEM). Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa setup yang dikembangkan dapat diandalkan untuk menentukan TL dengan metode eksperimen dari rentang frekuensi rendah hingga menengah.

### 2.1.3 *Analyzing Muffler Performance Using the Transfer Matrix Method*

Dalam tmakalah ini membahas tentang kebisingan knalpot yang harus memenuhi target perundang-undangan, ekspektasi pelanggan dan pengurangan biaya yang

membutuhkan optimasi desain sistem pembuangan pada tahap desain. Salah satu solusinya adalah dengan menggunakan akustik tekanan linier 3 dimensi dan menghitung matriks transfer dari knalpot. Matriks transfer adalah dasar untuk menghitung kerugian penyisipan atau kehilangan transmisi knalpot. Simulasi 3D di Comsol dengan konfigurasi knalpot yang berbeda diverifikasi dengan pengukuran dalam alat uji akustik aliran menggunakan metode dua sumber.

### 2.1.4 *Methods for evaluating in-duct noise attenuation performance in a muffler design problem*

Mengevaluasi kinerja redaman kebisingan knalpot dalam masalah desain knalpot diselidiki, dan metode evaluasi tepat yang disarankan untuk pengurangan kebisingan dalam saluran knalpot yang dirancang secara optimal. Karena NR sangat dipengaruhi oleh lokasi titik pengukuran serta panjang pipa knalpot dan impedansi di ujung saluran, kinerja redaman kebisingan unit knalpot tidak dapat dievaluasi secara obyektif. Karena rumus TL ditentukan untuk kondisi terminasi anechoic, rumus ini tidak dapat secara akurat memprediksi pengurangan kebisingan dalam saluran ketika knalpot yang dirancang secara optimal dipasang pada saluran. Sebaliknya, knalpot yang dirancang secara optimal menggunakan IL sebagai metode evaluasi sebenarnya dapat mengurangi kebisingan saluran masuk saat dipasang pada saluran hanya jika panjang pipa knalpot dan impedansi pada saluran digunakan secara akurat dalam masalah desain muffler yang diformulasikan.

## 2.2 Teori Penunjang

### 2.2.1 Definisi Bising

Kualitas lingkungan adalah salah satu faktor penting yang dapat mempengaruhi produktivitas pekerja dalam menangani pekerjaannya. Kebisingan atau *noise* sering dikaitkan dengan permasalahan gangguan terhadap lingkungan kerja baik di kawasan industri sampai pada kawasan padat penduduk, dimana kebisingan tidak hanya dapat mempengaruhi terhadap kesehatan, psikis, dan kinerja dari pekerja pada suatu tempat, tetapi bahkan berpengaruh pada orang lain yang tak jauh dari tempat tersebut.

Kebisingan dalam Keputusan Menteri Negara Lingkungan Hidup Nomor : KEP-48/MENLH/11/1996 tentang baku tingkat kebisingan, kebisingan adalah bunyi yang tidak diinginkan dari usaha atau kegiatan dalam tingkat dan waktu tertentu yang dapat menimbulkan gangguan kesehatan manusia dan kenyamanan lingkungan. Tingkat kebisingan adalah ukuran energi bunyi yang dinyatakan dalam satuan Desibel yang

disingkat dB. Baku tingkat kebisingan adalah batas maksimal tingkat kebisingan yang diperbolehkan dibuang ke lingkungan dari usaha atau kegiatan sehingga tidak menimbulkan gangguan kesehatan manusia dan kenyamanan lingkungan (Menteri Perhubungan, 1996). Baku tingkat kebisingan diatur besar nilainya berdasarkan peruntukan kawasan dan lingkungan kegiatan seperti yang tercantum pada tabel 2.1.

**Tabel 2. 1** Baku Tingkat Kebisingan (Menteri Perhubungan, 1996)

| Peruntukan Kawasan/ Lingkungan Kegiatan | Tingkat kebisingan DB (A) |
|---|---|
| a. Peruntukan kawasan | |
| 1. Perumahan dan pemukiman | 55 |
| 2. Perdagangan dan Jasa | 70 |
| 3. Perkantoran dan Perdagangan | 65 |
| 4. Ruang Terbuka Hijau | 50 |
| 5. Industri | 70 |
| 6. Pemerintahan dan Fasilitas Umum | 60 |
| 7. Rekreasi | 70 |
| 8. Khusus: | |
| - Bandar udara *) | |
| - Stasiun Kereta Api *) | |
| - Pelabuhan Laut | 70 |
| - Cagar Budaya | 60 |
| b. Lingkungan Kegiatan | |
| 1. Rumah Sakit atau sejenisnya | 55 |
| 2. Sekolah atau sejenisnya | 55 |
| 3. tempat ibadah atau sejenisnya | 55 |

### 2.2.2 Teknik Pengendalian Bising

Kebisingan adalah aspek yang tidak bisa dihindari dari suatu kegiatan maupun proses produksi, namun bising dapat direduksi atau diturunkan aras kebisingan (*noise level*) yang diterima sehingga mencapai kenyamanan pendengaran.

**Gambar 2. 1** Diagram Teknik Pengendalian Bising (Ocument *et al.*, 2015)

Dimana kebisingan yang dipancarkan dari suatu/beberapa sumber bising merambatkan suara ke sekitarnya melalui satu atau beberapa jalur/lintasan transmisi hingga mencapai penerima/pendengar. Sehingga terdapat fenomena yang timbul pada diagram "sumber - jalur transmisi - penerima" (*source-path-receiver*) yang memberikan prinsip teknik pengendalian bising yang ditujukan untuk mereduksi kebisingan pada penerima. (Puspagarini *et al.*, 2019)

Pada teknik pengendalian bising yang pertama adalah *source*, dimana pada teknik ini terjadi adanya suatu rekayasa pada sumber suara dengan melakukan sebuah modifikasi, desain ulang dan/ atau penggantian yang dapat mereduksi bising yang timbul. Pada teknik *transmission path* atau pada jalur transmisi bising, terdapat suatu rekayasa pada komponen yang berada pada jalur pengiriman suara dimana dapat memasang *barrier* (seperti dinding untuk memantulkan dan/ atau menyerap bising), *enclosure* (sebuah selungkup akustik membungkus peralatan yang menimbulkan bising di sebuah ruangan), *sound-insulating* (bahan material isolasi suara secara efektif memblokir atau menghentikan gelombang suara agar tidak merambat ke ruang yang berdekatan), *muffler* (elemen kontrol kebisingan pasif dalam sistem pembuangan suatu mesin yang dirancang untuk mengurangi jumlah kebisingan yang dihasilkan mesin). Pada teknik *receiver* atau teknik yang membuat adanya penggunaan *earplug* atau *earmuff* yang terpasang langsung pada telinga manusia agar mengurangi bising yang diterima. (Kulkarni and BIngle, 2018)

### 2.2.3 Muffler

a) Definisi Muffler

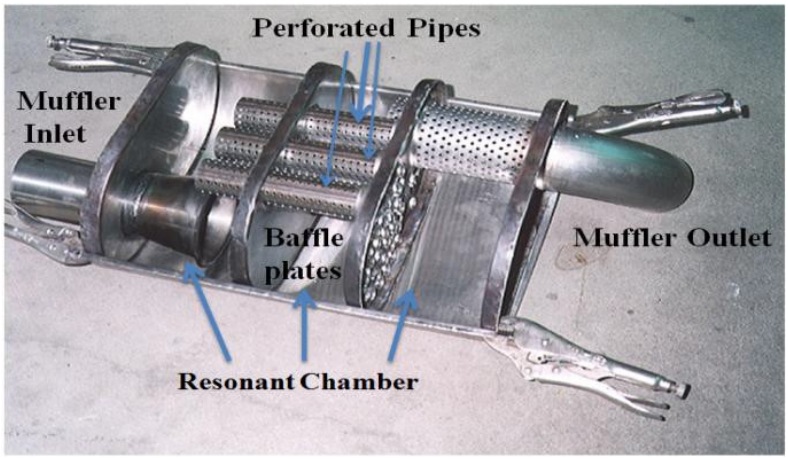
Knalpot atau *muffler* adalah elemen kontrol kebisingan pasif dalam sistem pembuangan suatu mesin yang dirancang untuk mengurangi jumlah kebisingan yang dihasilkan mesin akibat pembakaran. Performa muffler tidak hanya untuk mengurangi tingkat kebisingan, tetapi juga mengontrol tekanan balik (*back pressure*) mesin, yang dapat meningkatkan daya tahan dan kinerja mesin. Jika tingkat tekanan balik yang meningkat, mesin harus memampatkan gas buang ke tekanan yang lebih tinggi yang melibatkan kerja mekanis tambahan. Hal ini dapat menyebabkan peningkatan konsumsi bahan bakar, emisi PM dan CO serta suhu gas buang. Temperatur gas buang yang meningkat dapat mengakibatkan panas berlebih pada katup gas buang mesin.

b) Jenis-jenis Muffler

Knalpot terbagi menjadi dua tipe yaitu tipe absorptif dan reflektif. (Venkataraman and Raj, 2014).

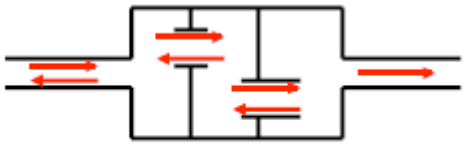
1. Reactive Muffler

Knalpot reaktif terdiri dari ruang resonansi yang dipisahkan oleh serangkaian pelat penyekat dan pipa seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1. Aliran gas dari mesin diarahkan oleh pipa dengan panjang yang berbeda dan dengan perforasi. Ini mendistribusikan gas buang ke ruang resonansi.




**Gambar 2. 2** Bagian dari reactive muffler (Kiran and Ashtagi, 2014)

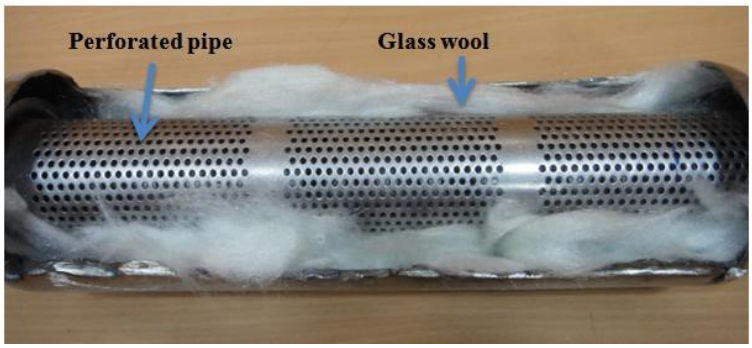
Knalpot reaktif bekerja dengan prinsip prinsip Helmholtz. Knalpot memantulkan gelombang tekanan 180º keluar fase kembali ke sumber kebisingan yang pada akhirnya membatalkannya dengan gangguan yang merusak. Knalpot reaktif bekerja dengan baik pada frekuensi pembakaran dan harmonik mesin jarak rendah dan menengah, kinerja akustik knalpot reaktif tinggi pada rentang frekuensi 30 hingga 600 Hz. gas buang mengembang di ruang knalpot dan dengan demikian mengurangi amplitudo tekanannya. knalpot reaktif juga mengurangi gas berkecepatan tinggi untuk memperlambat dan mengurangi kebisingan yang berorientasi pada aliran, satu-satunya kelemahan menggunakan knalpot reaktif adalah ia menciptakan tekanan balik yang tinggi. Desain yang tepat perforasi pada pelat dan pipa penyekat dan pemilihan diameter pipa akan mengontrol tekanan balik secara optimal. Volume knalpot dipilih berdasarkan ukuran mesin umumnya volume knalpot harus 10 sampai 12 kali ukuran mesin dapat mengurangi amplitudo tekanan secara efektif. Keunggulan knalpot reaktif adalah umur pakai sistem lebih lama karena tidak ada material non degradable di dalamnya. Pemilihan material lembaran logam yang tepat akan bertahan lebih lama tanpa berkarat. (Herrin, 2012)




**Gambar 2. 3** Skema reactive muffler (Kiran and Ashtagi, 2014)

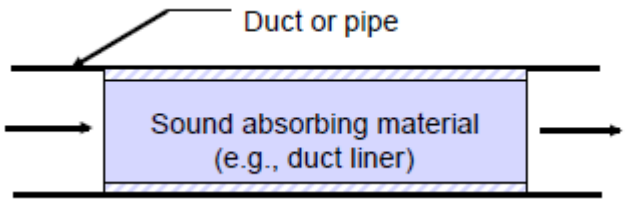
2. Absorptive Muffler

Knalpot absorptif terdiri dari pipa berlubang yang dilapisi oleh glass wool yang menyerap kebisingan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3. Tabung tersebut dilubangi sehingga sebagian gelombang tekanan melewati perforasi melalui glass wool yang menyerap kebisingan.




**Gambar 2. 4** Bagian dari absorptive muffler (Venkataraman and Raj, 2014)

Wol kaca adalah bahan peredam bising yang bersifat berserat dan dilindungi dari sekitarnya oleh penutup tambahan yang terbuat dari lembaran logam baja. Glass wool dapat dengan stand heat lebih dari 950 º C sehingga cocok untuk aplikasi knalpot dengan suhu tinggi. Absorbler seperti namanya menyerap kebisingan melalui fibrous glass wool dimana suara tersebut menghilang sebagai panas karena gesekan. Panas kemudian berpindah ke kulit terluar dan kehilangan intensitasnya sehingga mengurangi suara knalpot. Knalpot absorpsi umumnya terdiri dari pipa lurus sehingga gas buang akan memiliki batasan minimal di dalam pipa sehingga menghasilkan tekanan balik yang sangat lebih sedikit dibandingkan dengan knalpot reflektif.




**Gambar 2. 5** Skema absorptive muffler (Venkataraman and Raj, 2014)

Tetapi knalpot absorpsi langsung hanya efektif pada frekuensi yang lebih tinggi yaitu dalam kisaran di atas 600 Hz ke atas. Knalpot ini bekerja dengan baik pada RPM mesin yang lebih tinggi dengan frekuensi dan harmonik yang lebih tinggi. Di bawah 600 Hz, kinerja pengurangan kebisingan secara bertahap berkurang pada muffler absorpsi. Jumlah wol kaca dipilih berdasarkan ukuran kulit terluar yang dimensinya hanya dipilih karena ruang di bawah sasis kendaraan. Jumlah wol kaca pada dasarnya dipilih berdasarkan kepadatan pengepakannya. Knalpot yang baik dengan kinerja kebisingan yang lebih baik akan memiliki kepadatan pengepakan antara 80 hingga 120 kg/m3. Kinerja knalpot berkurang jika packing density dibawah 80 kg/m3 dan tidak akan ada peningkatan kualitas absorpsi jika diatas 120 kg/m3. Ukuran perforasi pada pipa tidak boleh diatas diameter 3 mm karena berserat glass wool dapat keluar melalui lubang ke atmosfir oleh aliran gas berkecepatan tinggi melalui pipa yang menyebabkan pengurangan kinerja peredam bising di muffler. Kerugian dalam menggunakan muffler absorpsi adalah wol kaca bisa rusak karena panas dalam jangka panjang. (Herrin, 2012)

c) Tipe tipe Muffler

Untuk mempertahankan kinerja muffler yang efisien, satu ukuran atau tipe muffler tidak cocok untuk semua aplikasi. Ada tiga desain muffler yang masing-masing menghasilkan kinerja pengurangan bising yang berbeda tergantung pada aplikasinya. Masing-masing harus dipilih sesuai dengan kebutuhan yang tepat. Muffler berdasarkan bentuk konstruksinya terbagi menjadi tiga yaitu muffler bertipe *chambered, turbo,* dan *straigh-through.*

1. *Chambered Muffler*

**Gambar 2. 6** Tipe *Chambered Muffler* (Sharma Neha, 2017)

*Chambered* muffler atau muffler bilik dirancang untuk mengurangi kebisingan knalpot sambil memberikan suara kinerja yang parau. Tipe ini menggunakan serangkaian

ruang dalam yang dikonfigurasi pada ukran panjang dan jumlah bilik tertentu untuk memantulkan gelombang suara satu sama lain. Saat gelombang suara memantul satu sama lain, mereka membatalkan satu sama lain atau dalam fisika disebut interferensi destruktif, dimana nantinya akan menyebabkan pengurangan kebisingan. Beberapa pabrikan juga menggunakan penyekat atau sisipan peredam suara di dalam ruang untuk lebih mengurangi atau mengubah suara yang dihasilkan. (Diniardi, Ramadhan and Basri, 2016)

2. *Turbo Muffler*

**Gambar 2. 7** Tipe *Turbo Muffler* (Sharma Neha, 2017)

Muffler turbo biasanya menggunakan satu set tabung berlubang, yang menggiring gas buang melalui muffler dalam pola berbentuk S. Meskipun desain ini lebih membatasi gas buang atau restrictive daripada gaya lainnya, desain S memungkinkan gas mengalir melalui lebih banyak tabung untuk pengurangan kebisingan yang lebih baik. Beberapa knalpot bergaya turbo juga menggabungkan bahan peredam suara, yang dikemas di sekitar tabung untuk meningkatkan peredam. (Diniardi, Ramadhan and Basri, 2016)

3. *Straight-through Muffler*

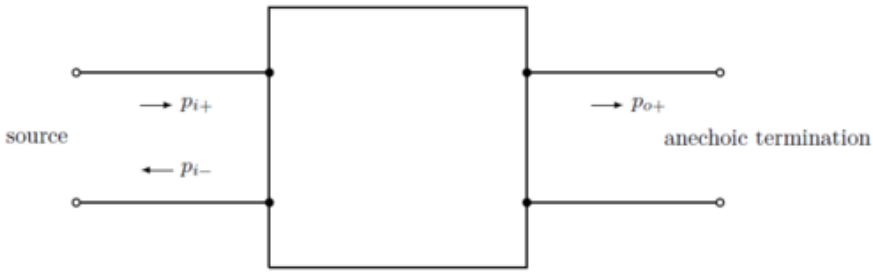
**Gambar 2. 8** *Straight-through Muffler* (Sharma Neha, 2017)

Muffler *straight-through*, atau *glasspack*, dirancang untuk memungkinkan aliran flida dan tenaga kuda dari mesin yang kuat. Knalpot ini memiliki pipa lurus berlubang yang dibungkus bahan penyerap suara seperti bahan fiberglass. Konstruksi muffler ini memungkinkan gas buang mengalir melalui pipa dengan sedikit pembatasan tetapi memberikan pengurangan bising yang lebih sedikit daripada muffler bilik. Desain *straight-through* juga cenderung lebih kompak atau solid daripada gaya knalpot lainnya, menjadikannya pilihan populer dalam pemilihan muffler. (Diniardi, Ramadhan and Basri, 2016)

### 2.2.4 Parameter Muffler

*1. Transmission Loss*

*Transmission loss* (TL) didefinisikan sebagai perbedaan antara insiden daya suara pada inlet muffler dan outlet muffler. Transmission Loss hanya bergantung pada properti knalpot saja, tidak tergantung pada sumbernya (posisi dan kekuatannya). (Munjal, 1990)




**Gambar 2. 9** Ilustrasi Transmission Loss (Munjal, 1990)

Berdasarkan ilustrasi di atas, persamaan matematis untuk menghitung TL adalah sebagai berikut

$$TL = 20\ log_{10} \left|\frac{pi+}{po}\right| \quad (1)$$

dimana

$p_{i+}$ adalah tekanan akustik dari gelombang datang di inlet

$p_o$ adalah tekanan akustik gelombang yang ditransmisikan di outlet

*2. Insertion Loss*

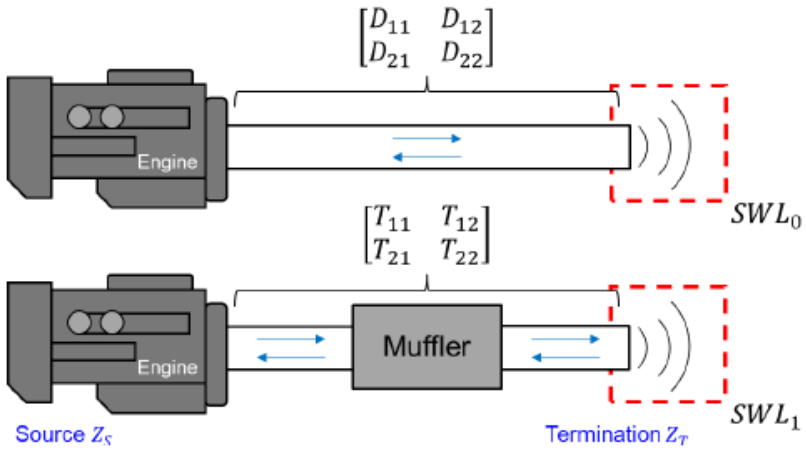
*Insertion Loss* adalah nilai selisih tingkat daya akustik sebelum dan sesudah terpasangnya muffler pada suatu mesin. Kekuatan suara dapat dinilai dengan mengukur

tekanan suara di beberapa lokasi ataupun melalui pemindaian intensitas suara pada saat penghentian.(Chen and Herrin, 2019)

Kerugian penyisipan dapat dinyatakan dalam parameter dua port sebagai

$$IL(dB) = SWL_0 - SWL_1 = 20\ log_{10} \left| \frac{T_{11}\ Z_T + T_{12} + T_{21} Z_S Z_T + T_{22} Z_S}{D_{11}\ Z_T + D_{12} + D_{21} Z_S Z_T + D_{22} Z_S} \right| \quad (2)$$

dimana matriks transfer $[D]$ adalah untuk pipa lurus, matriks transfer $[T]$ untuk knalpot, $ZT$ adalah impedansi terminasi atau radiasi, dan $ZS$ adalah impedansi sumber. Matriks transfer diilustrasikan di bawah ini pada Gambar 1.

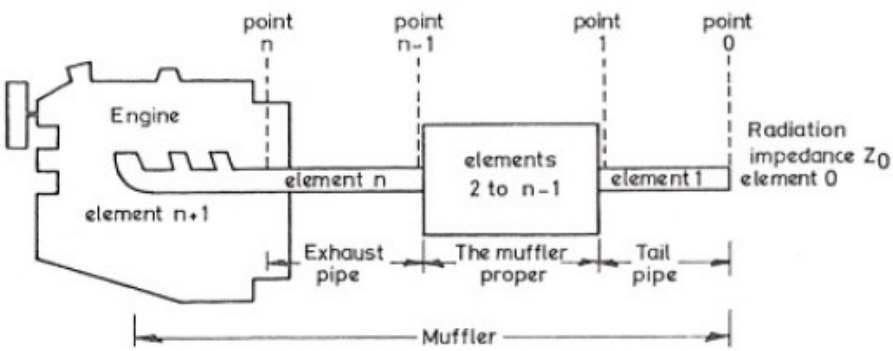



**Gambar 2. 10** Insertion Loss menggunakan pendekatan matriks transfer (Munjal, 1990)

3. *Noise Reduction* (NR)

*Noise Reduction* atau penurunan bising adalah hasil selisih dari *Sound Pressure Level* (TTB) pada 2 titik yaitu pada pipa gas buang mesin (exhaust pipe) dan pada pipa keluaran muffler (tail pipe), dimana dapat dirumuskan dengan persamaan

$$LD = 20\ log_{\left|\frac{p_n}{p_1}\right|}\ (dB) \quad (3)$$




**Gambar 2. 11** Pemasangan muffler pada sistem pembuangan mesin (Munjal, 1990)

*4. Back Pressure*

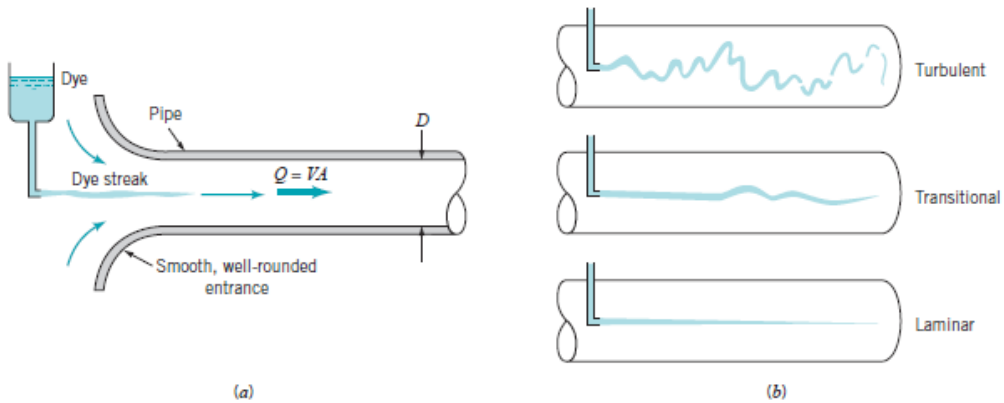
Tekanan balik (back pressure) mesin didefinisikan sebagai tekanan gas buang yang dihasilkan oleh mesin untuk mengatasi hambatan hidraulik dari sistem pembuangan untuk membuang gas ke atmosfer. Tingkat tekanan balik yang meningkat dapat menyebabkan peningkatan emisi, peningkatan konsumsi bahan bakar, dan dapat berdampak negatif pada kinerja mesin. (Munjal, 1990)

### 2.2.5 Aliran Fluida pada Muffler

Pada muffler untuk menurunkan tingkat kebisingan yang dihasilkan oleh gas buang suatu mesin, perlu untuk mengalirkan gas buang tersebut ke dalam muffler dimana dengan konfigurasi tertentu yang pada akhirnya dapat menghasilkan tingkat kebisingan suara yang lebih kecil jika dibandingkan dengan sebelumnya. Oleh karena gas buang yang dialirkan tersebut berbentuk fluida yang mengalir pada sebuah muffler yang berbentuk saluran pipa, perlu adanya pendekatan mekanika fluida khusunya dalam bab aliran fluida dalam pipa dimana yang akan membantu dalam mengonfigurasikan muffler agar dapat mereduksi kebsisingan dengan tepat dan efisien.

1. Aliran Laminer dan Turbulen

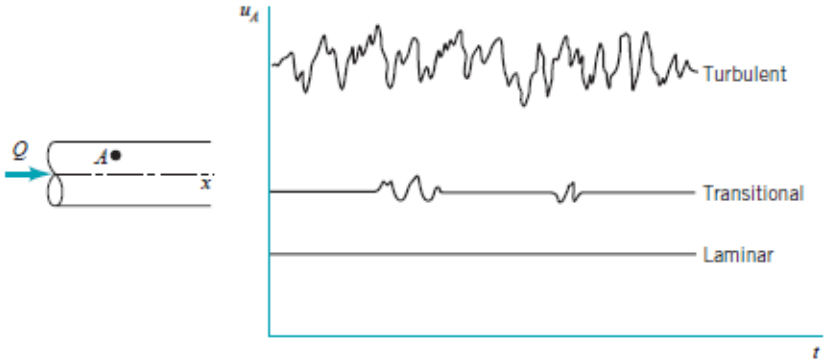
Aliran fluida dalam pipa mungkin aliran laminar atau mungkin aliran turbulen. Daerah masuk pipa digambarkan pada Gambar 2.11a. Jika fluida mengalir melalui pipa berdiameter D dengan kecepatan rata-rata V. Didapatkan ketiga karakteristik ini, masing-masing dilambangkan sebagai aliran laminar, transisi, dan turbulen, diilustrasikan pada Gambar 2.11b.




**Gambar 2. 12** a) Percobaan untuk menentukan jenis aliran b) Karakteristik jenis aliran (Munson *et al.*, 2009)

Kurva yang ditunjukkan pada Gambar 2.12 mewakili komponen x dari kecepatan sebagai fungsi waktu pada titik A dalam aliran. Untuk aliran laminar dalam pipa hanya ada

satu komponen kecepatan V = u$\underline{i}$. Untuk aliran turbulen, komponen kecepatan yang dominan juga sepanjang pipa, tetapi tidak stabil (acak) dan disertai oleh komponen acak yang normal terhadap sumbu pipa V = u$\underline{i}$ + v$\underline{j}$ + w$\underline{k}$,




**Gambar 2. 13** Grafik perubahan waktu terhadap kecepatan fluida pada suatu titik. (Munson *et al.*, 2009)

Untuk aliran dalam pipa, parameter yang paling penting adalah bilangan Reynolds, Re merupakan rasio inersia terhadap efek viskos dalam aliran.

$$Re = \rho VD/\mu \tag{3}$$

dimana kecepatan rata-rata fluida dalam pipa (V), densitas (ρ), viskositas (μ), dan ukuran pipa (D) yang menentukan karakter aliran,.

Rentang bilangan Reynolds yang aliran pipa laminar, transisi, atau turbulen diperoleh tidak dapat diberikan secara tepat. Transisi sebenarnya dari aliran laminar ke turbulen dapat terjadi pada berbagai bilangan Reynolds, tergantung pada seberapa banyak aliran terganggu oleh getaran pipa, kekasaran daerah masuk, dan sejenisnya. Aliran dalam pipa adalah laminar jika bilangan Reynolds kurang dari sekitar 2100. Aliran dalam pipa adalah turbulen jika bilangan Reynolds lebih besar dari sekitar 4000. Untuk bilangan Reynolds antara dua batas ini, aliran dapat bertransisi antara kondisi laminar dan turbulen. (Munson *et al.*, 2009)

2. Aliran Laminer Berkembang Penuh Di Dalam Pipa

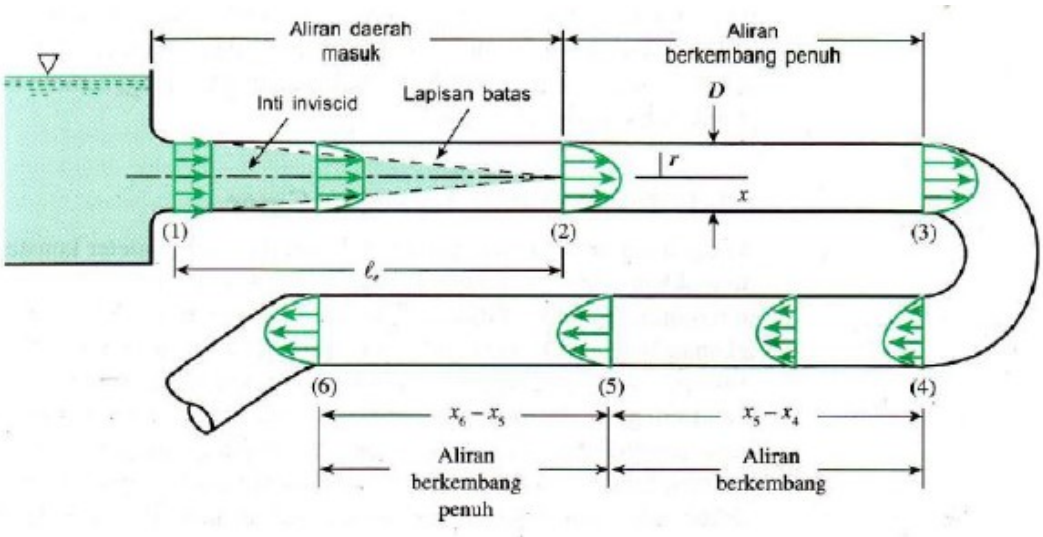
Setiap fluida yang mengalir dalam sebuah pipa harus memasuki pipa pada suatu lokasi. Daerah aliran didekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (entrance region) dan diilustrasikan pada gambar 2.13. Daerah tersebut mungkin sekitar beberapa kaki permulaan dari sebuah pipa yang dihubungkan pada sebuah tangki atau bagian awal dari saluran duct udara panas yang berasal dari sebuah mesin.

Sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.13, fluida biasanya memasuki pipa dengan profil kecepatan yang hampir seragam pada bagian (1). Selagi fluida bergerak melewati pipa, efek viskositas menyebabkan tetap menempel pada dinding pipa (kondisi lapisan batas tanpa selip). Hal ini berlaku baik jika fluidanya adalah udara yang relatif inviscid atau minyak yang sangat viskos. Bentuk dari profil kecepatan di dalam pipa bergantung pada apakah aliran laminer atau turbulen, sebagaimana pula panjang daerah masuk, ℓe. Panjang masuk pada umumnya diberikan oleh hubungan:

$$\frac{\ell e}{D} = 0{,}06 \text{ Re untuk aliran laminer} \tag{4}$$

dan

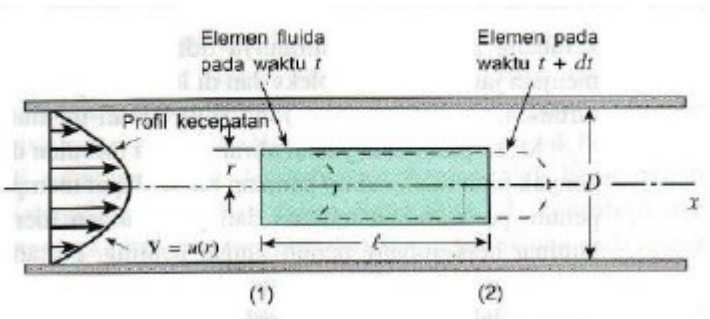
$$\frac{\ell e}{D} = 4{,}4 \text{ Re}^{1/6} \text{ untuk aliran laminer} \tag{5}$$



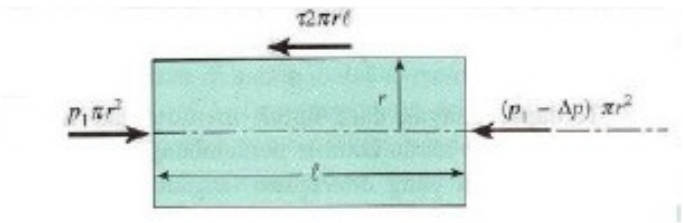

**Gambar 2. 14** Daerah aliran didalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009)

Pada saat setelah fluida mencapai ujung daerah masuk, bagian 2 dari Gambar 2. 13, aliran lebih sederhana untuk dijelaskan karena kecepatan merupakan fungsi hanya jarak dari garis tengah pipa, r, dan tidak tergantung pada x. Hal ini berlaku sampai karakter pipa berubah dalam beberapa paameter, seperti perubahan diameter, atau fluida mengalir melalui belokan, katup, atau beberapa komponen lain pada bagian (3). Aliran antara (2) dan (3) disebut aliran berkembang penuh. Di luar gangguan aliran yang berkembang penuh yaitu pada bagian (4), aliran secara bertahap mulai kembali ke karakternya yang berkembang sepenuhnya [bagian (5)[ dan berlanjut dengan profil ini sampai komponen sistem perpipaan berikutnya tercapai [bagian (6)]

Terdapat banyak cara untuk menurunkan hasil-hasil penting yang berkaitan dengan aliran laminer berkembang penuh. Pada penelitian ini menggunakan penerapan hukum Newton pertama F = ma. Kita tinjau elemen fluidapada saat t seperti ditunjuk pada gambar 2. 14. Elemen tersebut adalah silinder bundar fluida dengan panjang ℓ dan jari-jari r yang terpusat pada sumbusebuah pipa horisontal D. Karena kecepatan tidak seragam pada seluruh penampang pipa, silinder fluida yang semula berujung rata pada waktu t menjadi berubah bentuk pada waktu t + δt ketika elemen fluida tersebut telah berpindah ke lokasi barunya sepanjang pipa seperti yang ditunjukan pada gambar 2. 14.




**Gambar 2. 15** Gerakan elemen fluida silindris di dalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009)




**Gambar 2. 16** Diagram benda bebas dari silinder fluida (Munson *et al.*, 2009)

Perbedaan tekanan yang bekerja pada ujung silinder dengan luas πr2, dan tegangan geser bekerja pada permukaan selimut silinder dengan luas 2πrℓ. Maka kesetimbangan gaya dapat dituliskan sebagai :

$$(p_1)\pi r^2 - (p_1 - \Delta p)\pi r^2 - (\tau)2\pi r\ell = 0 \qquad (6)$$

Kemudian disederhanakan menjadi :

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{2\tau}{r} \qquad (7)$$

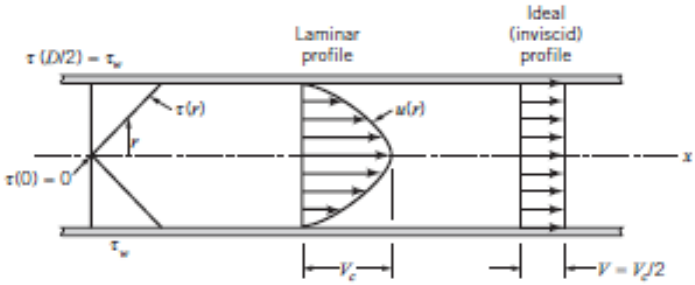
Karena baik Δp maupun ℓ bukanlah fungsi dari koordinat radial (r), maka 2τ/r pasti juga tidak bergantung pada r. Artinya, τ = Cr, dimana C adalah sebuah konstanta. Pada r = 0 (sumbu pipa) tidak ada tegangan geser (τ = 0). Pada r = D/2 (dinding pipa), tegangan geser maksimum, dinyatakan dengan τw, tegangan geser dinding. Jadi, C= 2τw/D dan distribusi tegangan geser di seluruh pipa adalah fungsi linier dari koordinat radial

$$\tau = \frac{2\tau_w r}{D} \tag{8}$$

Jika viskositas nol tidak akan ada tegangan geser dan tekanan akan konstan di seluruh pipa horizontal tersebut (Δp= 0). Kemudian dari persamaan 12) dan 13) maka penurunan dan tegangan geser dihubungkan oleh:

$$\Delta p = \frac{4l\tau_w}{D} \tag{9}$$

Sebuah tegangan geser yang kecil dapat menghasilkan perbedaan tekanan yang besar jika pipa relatif panjang (ℓ/D>>1).




**Gambar 2. 17** Distribusi tegangan geser pada fluida didalam sebuah pipa (Munson *et al.*, 2009)

Untuk aliran laminer dari fluida Newtonian, tegangan geser secara sederhana sebanding dengan gradien kecepatan "τ =μ du/dy. Dengan notasi yang sesuai untuk aliran pipa, hubungan ini menjadi:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} \tag{10}$$

Tanda negatif disertakan untuk memberikan nilai τ>0 dengan du/dr<0 (kecepatan berkurang dari sumbu kearah dinding pipa). Kombinasi antara persamaan (7) hukum kedua Newton mengenai gerak dengan (9) definisi dari sebuah fluida Newtonian menghasilkan:

$$\frac{du}{dr} = -\left(\frac{\Delta p}{2\mu l}\right) r \tag{11}$$

Kemudian di integralkan sehingga menjadi :

$$\int du = -\frac{\Delta p}{2\mu l} \int r\, dr \tag{12}$$

Hasil dari integral menjadi

$$u = -\left(\frac{\Delta p}{4\mu l}\right) r^2 + C_1 \tag{13}$$

Dimana : $C_1$ adalah konstanta

Karena fluida viskos, maka fluida tersebut menempel pada dinding pipa sehingga u= 0 pada r= D/2, maka C1= (Δp/16μℓ) D2. Jadi profil kecepatan dapat ditulis sebagai :

$$u(r) = \left(\frac{\Delta p D^2}{16\mu l}\right)\left[1 - \left(\frac{2r}{D}\right)^2\right] = V_c\left[1 - \left(\frac{2r}{D}\right)^2\right] \quad (14)$$

Dimana : Vc = $\Delta p * D^2/(16\mu l)$ adalah kecepatan disumbu tengah

Persamaan alternatif dapat dituliskan dengan menggunakan hubungan antara tegangan geser dinding dengan gradien tekanan persamaan (9) dengan (14) sehingga memberikan :

$$u(r) = \frac{\tau_w D}{4\mu}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \quad (15)$$

Dimana : R = D/2 adalah jari-jari pipa

Laju aliran volume melalui pipa dapat diperoleh dengan mengintegralkan profil kecepatan diseluruh penampang pipa. Karena alirannya simetris terhadap sumbu tengah, kecepatan akan konstan pada luas daerah kecil yang membentuk cincin dengan jari-jari r dan ketebalan dr. Jadi,

$$Q = \int u\, dA = \int_{r=0}^{r=R} u(r) 2\pi r dr = 2\pi V_c \int_0^R \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] r dr$$

$$Q = \frac{\pi R^2 V_c}{2} \quad (16)$$

Menurut definisi kecepatan rata-rata adalah laju aliran dibagi dengan luas penampang V= Q/A = Q/πr2, sehingga untuk aliran ini

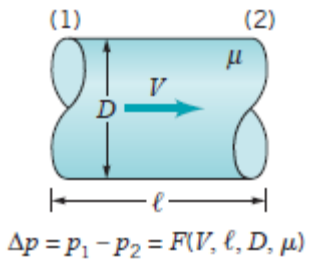
$$V = \frac{\pi R^2 V_c}{2\pi R^2} = \frac{V_c}{2} = \frac{\Delta p D^2}{32\mu l} \quad (17)$$

Dan

$$\Delta p = \frac{128\mu l Q}{\pi D^4} \quad (18)$$

Dimana : Q = V.A

Dalam penelitian ini hasil analisa pressure drop yang akan dihasilkan oleh muffler digunakan untuk membuat perancangan dimensi muffler agar penurunan bising yang berhubungan lurus dengan penurunan tekanan dapat dilakukan.




**Gambar 2. 18** Penggambaran dimensi pada pipa (Munson *et al.*, 2009)

Didapatkan dari persamaan (18) bahwa penurunan tekanan dalam pipa horizontal, adalah fungsi dari kecepatan rata-rata fluida dalam pipa (V), panjang pipa (l), diameter pipa (D) dan viskositas fluida (μ). Sehingga

$$\Delta p = F(V, l, D, \mu) \tag{19}$$

Biasanya menguntungkan untuk menggambarkan suatu proses dalam bentuk besaran-besaran yang tidak berdimensi. Untuk tujuan ini kita menulis ulang persamaan penurunan tekanan untuk aliran pipa horizontal $\Delta p = 32\mu\ell V/D^2$ laminar, dan membagi kedua sisi dengan tekanan dinamis, $\rho V^2/2$ untuk mendapatkan bentuk tak berdimensi sebagai (Subagyo *et al.*, 2017)

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{(32\mu l V/D^2}{\frac{1}{2}\rho V^2} = 64\left(\frac{\mu}{\rho V D}\right)\left(\frac{l}{D}\right) = \frac{64}{Re}\left(\frac{l}{D}\right)$$

Sehingga

$$\Delta p = f\frac{l}{D}\frac{\rho V^2}{2} \tag{20}$$

Dimana faktor gesekan untuk aliran pipa laminar berkembang penuh adalah sederhana:

$$f = \frac{64}{Re} \qquad \text{atau} \qquad f = \frac{8\tau_w}{\rho V^2}$$

Dari persamaan (20) didapatkan bahwa untuk nilai pressure drop aliran fluida laminer pada pipa horizontal adalah

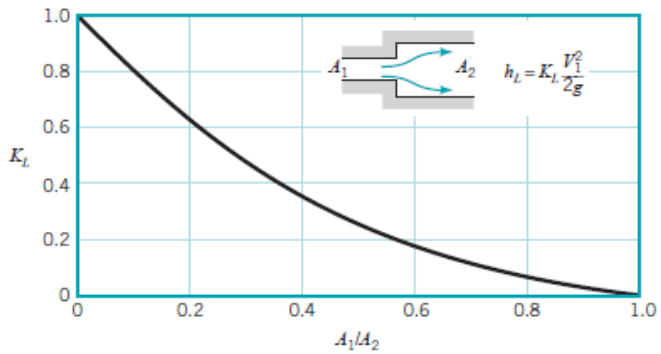
- Berbanding lurus dengan panjang pipa
- Berbanding lurus dengan nilai friksi dimana berkaitan dengan nilai porositas material yang akan dipakai
- Berbanding terbalik dengan dimeter pipa

3. Minor Losses

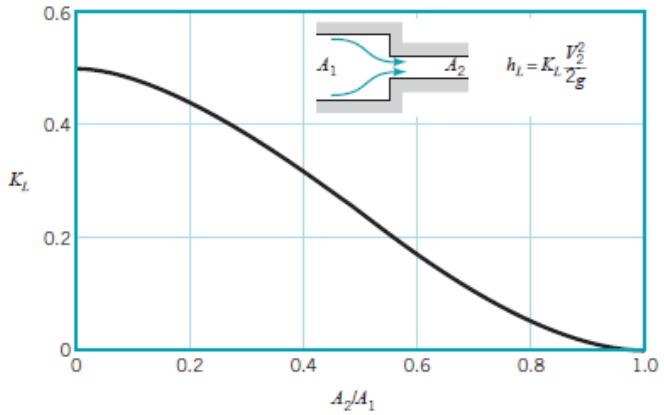
Kebanyakan sistem pipa, bagaimanapun, terdiri dari jauh lebih dari pipa lurus. Komponen tambahan ini (katup, lengkungan dan sejenisnya) menambah kerugian tekanan sistem secara keseluruhan. Kerugian tersebut umumnya disebut rugi kecil (minor losses), dengan sesuai dilambangkan $h_{Lminor}$. Metode yang paling umum digunakan untuk menentukan kerugian head atau penurunan tekanan ini adalah dengan menentukan koefisien kerugian, yang didefinisikan sebagai:

$$K_L = \frac{h_{L\,minor}}{\left(\frac{V^2}{2g}\right)} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} \tag{21}$$

Banyak sistem pipa berisi berbagai bagian transisi di mana diameter pipa berubah dari satu ukuran ke ukuran lainnya. Perubahan tersebut dapat terjadi secara tiba-tiba atau lebih mulus melalui beberapa jenis bagian perubahan area. Setiap perubahan dalam area aliran memberikan kontribusi kerugian yang tidak diperhitungkan dalam perhitungan kerugian head yang dikembangkan sepenuhnya (faktor gesekan).



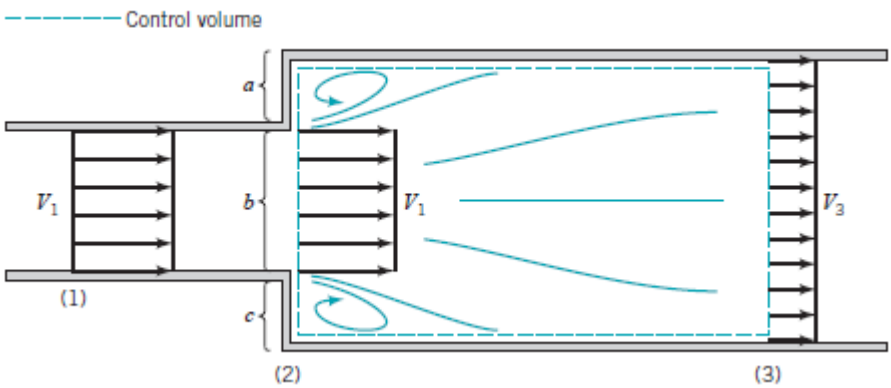

**Gambar 2. 19** Koefisien kerugian akibat pelebaran dimensi pipa (sudden expansion) (Munson *et al.*, 2009)




**Gambar 2. 20** Koefisien kerugian akibat penyempitan dimensi pipa (sudden constraction) (Munson *et al.*, 2009)

Kerugian terjadi karena perubahan diameter pipa seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 2.19 dan 2.20. Koefisien kerugian untuk kontraksi tiba-tiba ($K_L = h_L/(V_2^2/2g)$) adalah fungsi dari rasio area ($A_2/A_1$), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.20. Nilainya berubah secara bertahap dari satu ekstrem masuk ke ekstrem lain tanpa perubahan luas.

Dalam banyak hal, aliran dalam pemuaian mendadak mirip dengan aliran keluar. Seperti ditunjukkan pada Gambar 8.19, fluida meninggalkan pipa yang lebih kecil dan awalnya membentuk struktur tipe jet saat memasuki pipa yang lebih besar. Dalam beberapa diameter hilir ekspansi, jet menjadi tersebar di seluruh pipa, dan aliran berkembang sepenuhnya menjadi stabil.




**Gambar 2. 21** Volume kontrol menghitung $K_L$ ekspansi mendadak. (Munson *et al.*, 2009)

Ekspansi mendadak adalah salah satu dari beberapa komponen 1 mungkin satu-satunya2 yang koefisien kerugiannya dapat diperoleh melalui analisis sederhana. Untuk melakukan ini, kami mempertimbangkan kontinuitas dan persamaan momentum untuk volume kontrol yang ditunjukkan pada Gambar 2.21 dan persamaan energi yang diterapkan antara (2) dan (3). Kita asumsikan bahwa alirannya seragam pada penampang (1), (2), dan (3) dan tekanannya konstan di sepanjang sisi kiri volume kontrol (pa = pb = pc = p1). Tiga persamaan pengatur yang dihasilkan (massa, momentum, dan energi) adalah

$$A_1V_1 = A_3V_3$$

$$p_1A_3 - p_4A_3 = \rho A_3V_3(V_3 - V_1)$$

dan

$$\frac{p_q}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + h_L$$

dapat diatur ulang untuk memberikan koefisien kerugian ($K_L = h_L/(V_2^2/2g)$),

$$K_L = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{22}$$

Jika persamaan (22) disubstitusikan dengan persamaan (21) maka didapatkan hubungan nilai pressure drop dengan koefisien kerugian

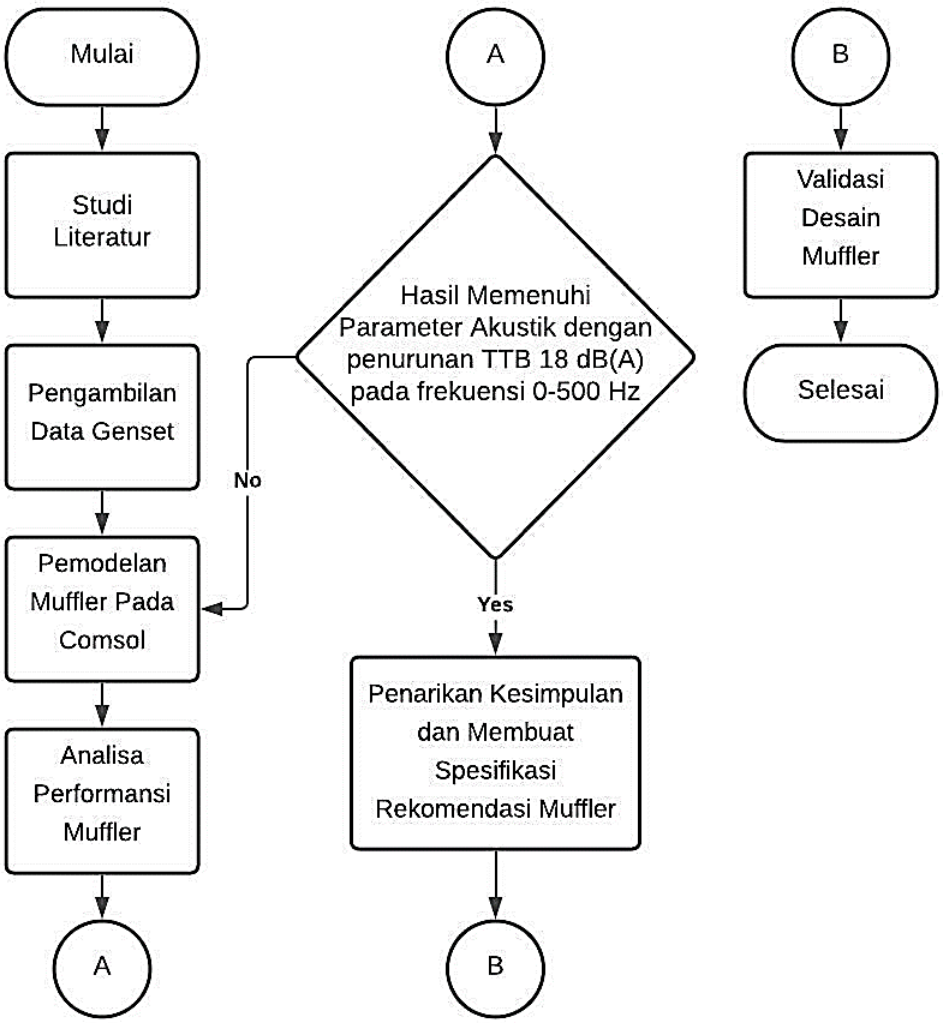
$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 x \ \frac{1}{2}\rho V^2 \tag{23}$$

Didapatkan adanya pengaruh perubahan tekanan (pressure drop) ketika adanya perubahan luas penampang ($A_2$). di mana telah digunakan fakta bahwa hasil ini, diplot pada Gambar 2.20, sesuai dengan data eksperimen. Seperti banyak situasi kerugian kecil, bukan efek viskos secara langsung (yaitu, tegangan geser dinding) yang menyebabkan kerugian. Sebaliknya, itu adalah disipasi energi kinetik (jenis lain dari efek viskositas) sebagai cairan melambat secara tidak efisien.(Munson *et al.*, 2009)

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB III
# METODOLOGI PENELITIAN

## 3.1 Diagram Alir Penelitian




**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian

## 3.2 Studi Literatur

Sebelum dilakukan sebuah penelitian perlu dilakukan identifikasi masalah dan pencarian informasi serta berbagai fakta terkait yang menunjang (studi literatur) agar penelitian tersebut dapat dilakukan. Studi literatur yang dilakukan meliputi pemahaman

konsep tentang usulan tugas akhir yang akan dikerjakan mulai dari review jurnal dan buku yang mendukung.

### 3.3 Pengambilan Data Genset

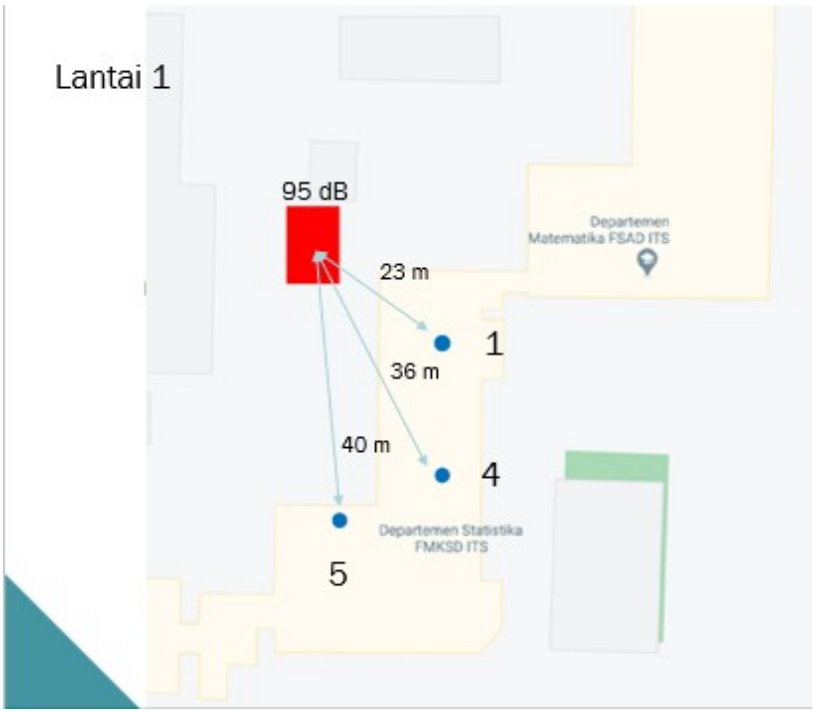
Dilakukan pengambilan data genset yang akan diuji yaitu genset yang terletak pada departemen Matematika, Insitut Teknologi Sepuluh Nopember. Pengambilan data meliputi spek serta perekaman suara keluaran genset yang selanjutnya dapat dianalisis untuk mendapatkan beberapa parameter akustik. Genset yang diuji merupakan genset bermerk "Perkins" dengan nomor seri 2806C-E18TAG1A.

**Gambar 3. 2** Genset yang Diujikan

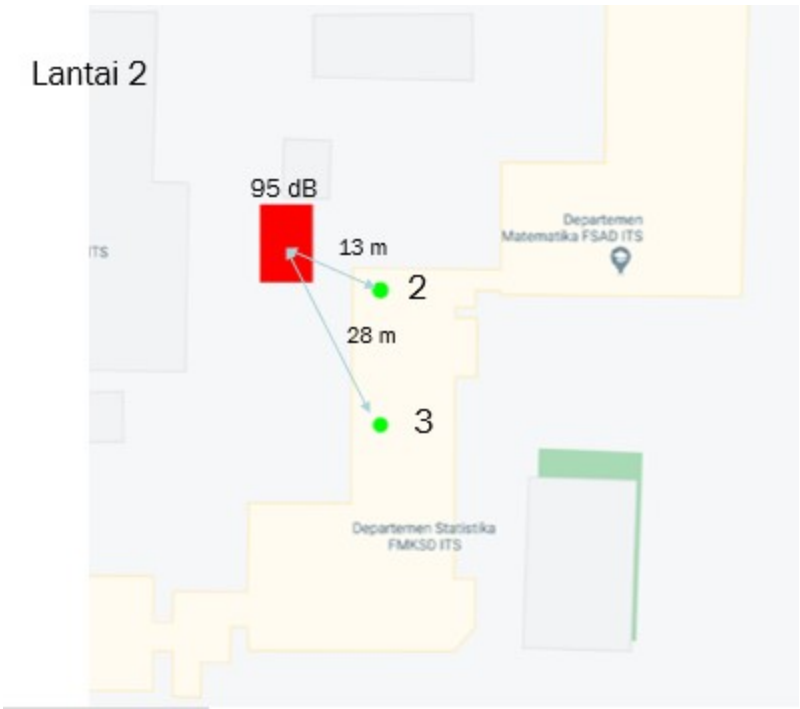
Instrumen yang digunakan untuk mengukur kebisingan dari genset tersebut adalah instrumen yang dapat mengukur parameter *Sound Pressure Level* (TTB) pada frekuensi *audible* (yang dapat didengarkan) oleh manusia yaitu *Sound Level Meter* (SLM). SLM yang digunakan adalah SLM merk Ono Sokki *High performance Sound Level Meter* LA-7000 *series* yang dimiliki oleh Laboratorium Vibrasi dan Akustik Teknik Fisika ITS.

**Gambar 3. 3** SLM Ono Sokki LA-7000

Berikut merupakan denah pengambilan data berupa perekaman respon suara yang ditimbulkan oleh muffler terhadap 5 titik ruangan di lingkungan departemen matematika dan statistika ITS.




**Gambar 3. 4** Denah Perekaman Respon Suara pada Lantai 1




**Gambar 3. 5** Denah Perekaman Respon Suara pada Lantai 2

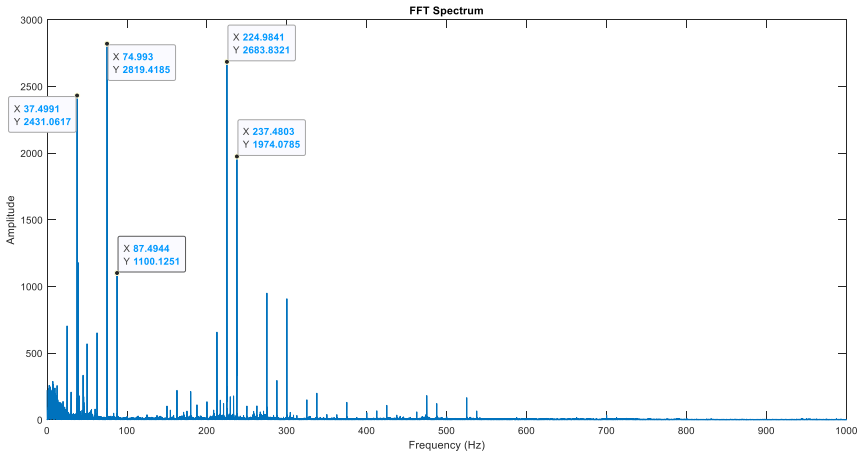
Sehingga didapatkan nilai TTB sebagai berikut yang selanjutnya dibandingkan nilainya dengan standar untuk Kawasan sekolah pada Kepmen No. 48 tahun 1996.

**Tabel 3. 1** Nilai TTB Pengukuran respon suara dari genset

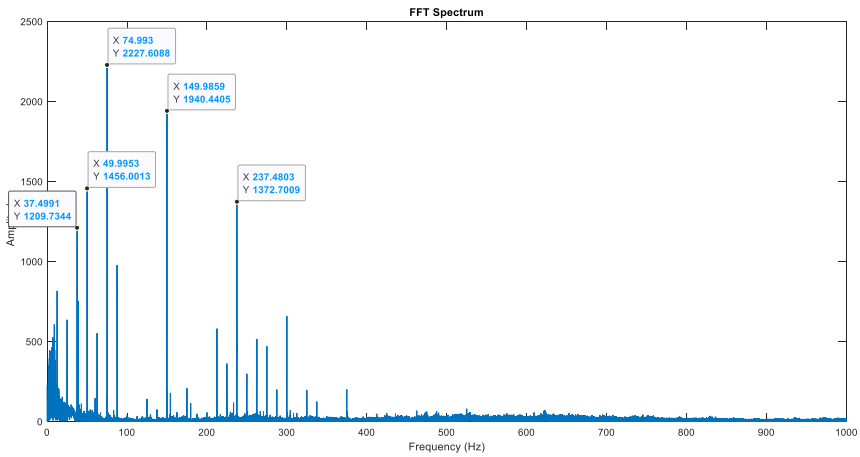
| No | Titik Pengukuran | TTB Pengukuran (dB) | TTB Batas Kebisingan (dB) | Keterangan |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Ruang Smart Classroom Matematika | 61 | 55 | Tidak nyaman |
| 2 | Ruang Rapat Dosen Matematika | 64 | 55 | Tidak nyaman |
| 3 | Ruang Dosen Matematika | 59 | 55 | Tidak nyaman |
| 4 | Ruang Kelas Statistika T103 | 64 | 55 | Tidak nyaman |
| 5 | Ruang Kelas Statistika T104 | 50 | 55 | Nyaman |

Berdasarkan nilai pada tabel tersebut mengindikasikan terdapat 4 dari 5 tempat tersebut masih belum mencapai standar kebisingan suara yang diperbolehkan sehingga diperlukan upaya mitigasi.

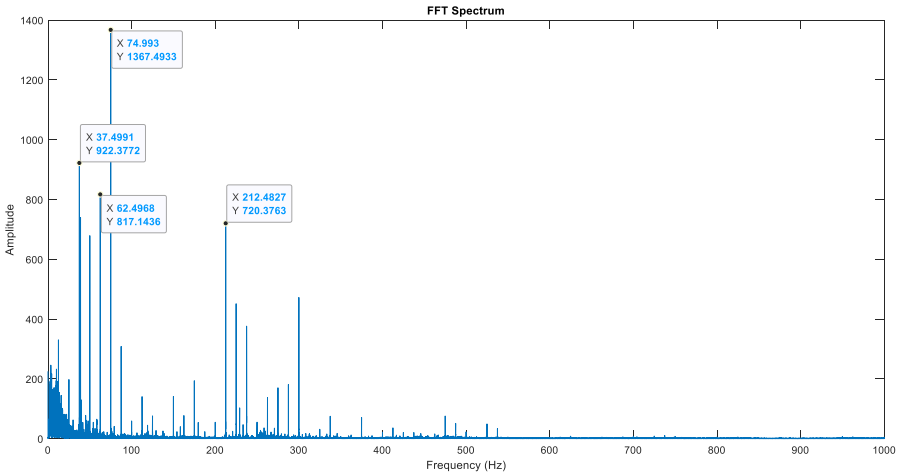
Selanjutnya dari perekaman suara yang telah dilakukan, diolah pada MATLAB dengan operasi FFT untuk mendapatkan rentang frekuensi bising suara yang ditimbulkan oleh muffler, yaitu sebagai berikut.



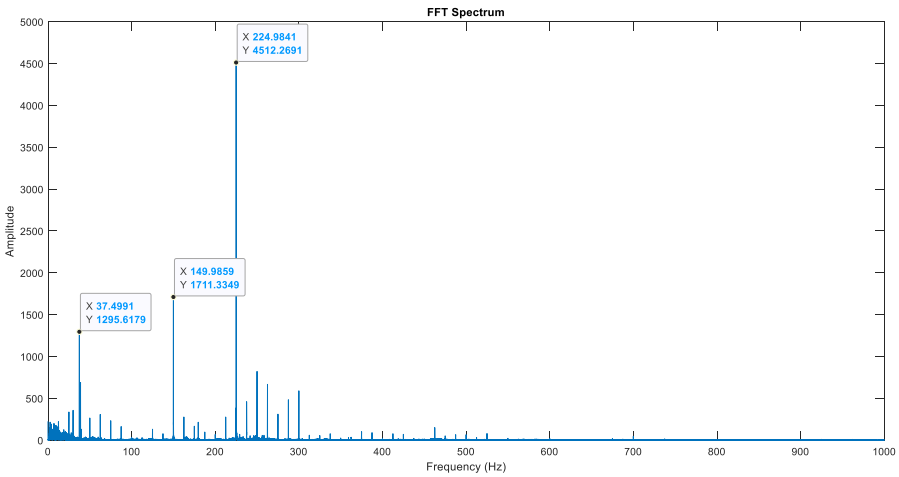

**Gambar 3. 6** Hasil pengolahan FFT di ruang smart classroom matematika



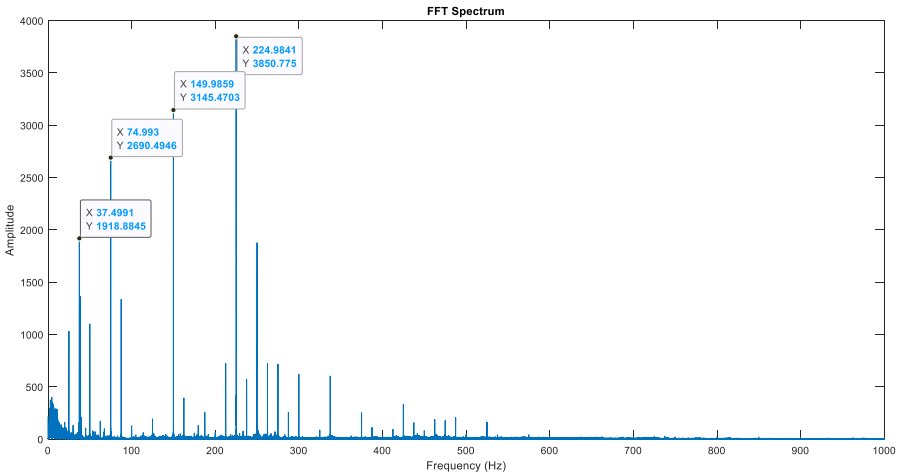

**Gambar 3. 7** Hasil pengolahan FFT di ruang kelas statistika T103




**Gambar 3. 8** Hasil pengolahan FFT di ruang kelas statistika T-104

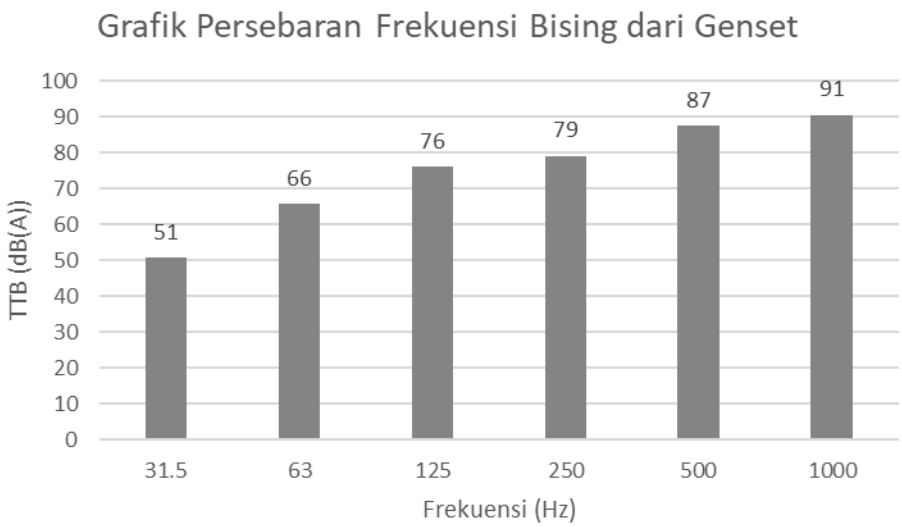



**Gambar 3. 9** Hasil pengolahan FFT di ruang dosen matematika




**Gambar 3. 10** Hasil pengolahan FFT di ruang rapat dosen matematika

Berdasarkan kelima hasil pengolahan MATLAB tersebut, didapatkan rentang frekuensi bising muffler yaitu dari 0 hingga 500 Hz. Sebagai data pendukung, dilakukan juga ekstraksi dari rekaman suara yang dihasilkan pada sumber suara atau genset dimana TTB yang didapatkan akan terbagi menjadi beberapa pita frekuensi audible yang tercantum pada gambar 3.11. Pada gambar 3.11 didapatkan nilai peak TTB berada pada frekuensi 1000 Hz dengan nilai 91 dB(A), selanjutnya diperoleh nilai TTB keseluruan (overall) dengan menghitung pembobotan nilai TTB per frekuensi yang hasilnya didapatkan 76 dB(A).




**Gambar 3. 11** Hasil TTB pada genset per pita frekuensi

### 3.4 Pemodelan Muffler Pada Comsol

Setelah didapatkan data lapangan tersebut, langkah selanjutnya adalah memilih jenis mitigasi yang tepat sesuai kondisi pada lapangan. Jika mengacu pada sub bab 2.2.2 telah dijelaskan 3 teknik pengendalian bising dimana terdapat *source - transmission path - recevier*, dpilihlah teknik pada jalur transmisi atau *transmission path* dimana merekayasa suatu elemen pada jalur transmisi suara bising agar bising tersebut turun nilai TTB nya, dimana lebih spesifik lagi menggunakan elemen muffler sebagai mitigasi kebisingan pada penelitian ini.

Pemodelan muffler selanjutnya dilakukan berdasarkan data-data pengukuran pada lapangan yang tercantum pada subbab sebelumnya. Dalam pemodelan muffler diperlukan nilai pengurangan attenuasi pada genset tersebut supaya standar kebisingan suara dapat terpenuhi, oleh karena itu diperlukan persamaan berikut untuk menghitungnya

$$TTB_1 = TTB_o - 20 \log r$$

Keterangan :

$TTB_1$ = nilai TTB pada suatu titik

$TTB_0$ = nilai TTB pada genset

r = jarak antara suatu titik dengan genset

Berdasarkan nilai data pada gambar 3. 3 dan 3. 4, didapatkan nilai $TTB_0$ yaitu sebesar 95 dB dengan r masing-masing pada 5 titik pengukuran. Sehingga untuk mencapai standar kebisingan suara, perlu pengurangan attenuasi sebesar 18 dB pada genset tersebut. Dengan adanya pengurangan attenuasi suara sebesar 18 dB, maka didapatkan nilai TTB setelah adanya muffler secara perhitungan seperti pada tabel 3.2.

**Tabel 3.2** Nilai TTB setelah adanya muffler secara perhitungan

| No | Titik Pengukuran | TTB Pengukuran (dB) | TTB Batas Kebisingan (dB) | Hasil TTB yang akan diberi Muffler |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Ruang Smart Classroom Matematika | 61 | 55 | 50 |
| 2 | Ruang Rapat Dosen Matematika | 64 | 55 | 46 |
| 3 | Ruang Dosen Matematika | 59 | 55 | 45 |
| 4 | Ruang Kelas Statistika T103 | 64 | 55 | 55 |
| 5 | Ruang Kelas Statistika T104 | 50 | 55 | 48 |

Untuk membuktikan perhitungan tersebut diperlukan pemodelan muffler menggunakan software “3D COMSOL MultiPhysics” untuk memodelkan tipe muffle absorptif yang dapat menghasilkan pengurangan attenuasi minimum sebesar 18 dB dengan rentang frekuensi 0 hingga 500 Hz.

Pada software Comsol diatur opsi pilihan antarmuka *Pressure Acoustic* dengan domain frekuensi. Antarmuka tekanan akustik dengan Domain Frekuensi digunakan untuk menghitung variasi tekanan untuk propagasi gelombang akustik dalam fluida pada kondisi latar diam. Antarmuka fisika dapat digunakan untuk akustik linier yang dijelaskan oleh variabel tekanan skalar. Ini mencakup kondisi domain untuk memodelkan kerugian dengan cara yang homogen, yang disebut model fluida untuk bahan berpori, serta kerugian di daerah sempit.

Model muffler pada simulasi Comsol digunakan untuk memecahkan masalah dalam domain frekuensi menggunakan metode Tekanan Akustik, dan dengan antarmuka Domain Frekuensi. Persamaan model yang digunakan adalah persamaan Helmholtz

Dimana persamaan Helmholtz menjelaskan perambatan suara dalam media jenis fluida dapat dihitung dari persamaan aliran fluida. Persamaan-persamaan tersebut merupakan persamaan dasar mekanika kontinum yang menggambarkan kekekalan massa, kekekalan momentum yang sering disebut dengan persamaan Navier-Stokes dan menjelaskan kekekalan energi dalam suatu medium, dan persamaan keadaan yang menggambarkan hubungan antara variabel termodinamika.

Dalam kebanyakan kasus akustik klasik, aliran diasumsikan *lossless*, efek viskos diabaikan, dan jenis persamaan keadaan linier digunakan. Di bawah asumsi ini, medan akustik dapat dijelaskan oleh satu variabel, yaitu tekanan yang diatur oleh persamaan gelombang sebagai

$$\frac{1}{\rho_0 c^2}\frac{\delta^2 p}{\delta t^2} + \nabla.\left(-\frac{1}{\rho_0}(\nabla p - q)\right) = Q$$

Dimana t adalah waktu dalam sekon, $\rho_0$ adalah densitas fluida dalam (kg/m$^3$), dan q dan Q adalah sumber akustik dalam (N/m$^3$). Dalam kasus homogen, ketika tidak ada sumber akustik q dan Q, satu solusi sederhana untuk persamaan Helmholtz adalah gelombang bidang sebagai

$$\nabla.\left(-\frac{\nabla p}{\rho}\right) - \frac{\omega^2 p}{c^2 \rho} = 0$$

di mana p adalah tekanan akustik, ρ adalah kerapatan, c adalah kecepatan suara, dan ω adalah frekuensi sudut.

Dalam wol kaca penyerap, dimodelkan sebagai domain Poroacoustics, redaman memasuki persamaan sebagai kecepatan kompleks suara, $c_c = \omega/k_c$, dan kerapatan kompleks, $\rho c = k_c Z_c/\omega$, di mana $k_c$ adalah bilangan gelombang kompleks dan $Z_c$ sama dengan impedansi kompleks.

Untuk bahan yang sangat berpori dengan kerangka kaku, Delany dan Bazley menyajikan model yang memperkirakan parameter ini sebagai fungsi frekuensi dan resistivitas aliran dengan

$$k_c = k_a.\left(1 + 0{,}0098.\left(\frac{\rho_a f}{R_f}\right)^{-0{,}7} - i.0{,}189.\left(\frac{\rho_a f}{R_f}\right)^{-0{,}595}\right)$$

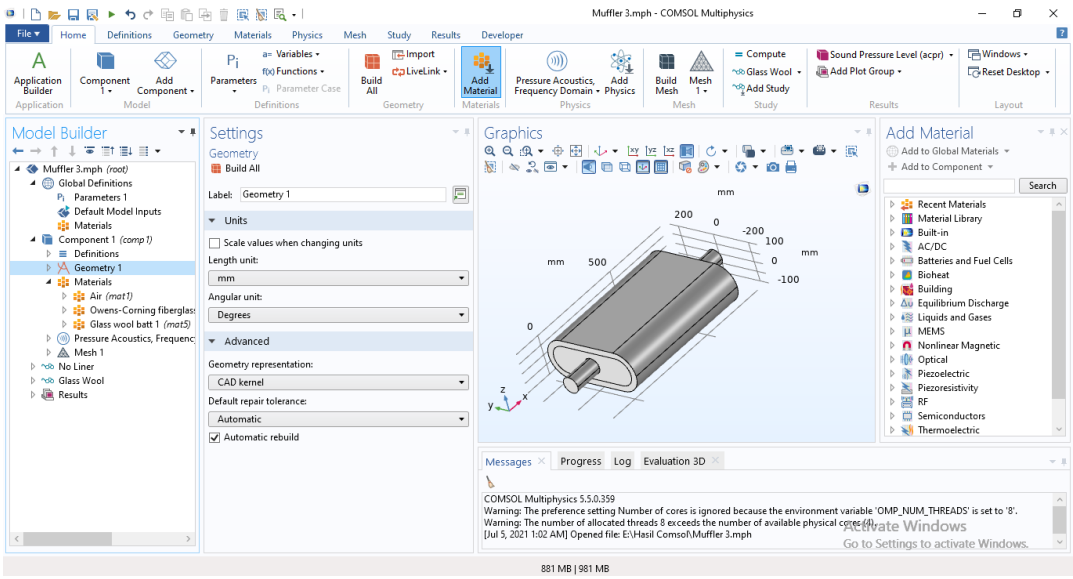
$$Z_c = Z_a.\left(1 + 0{,}0057.\left(\frac{\rho_a f}{R_f}\right)^{0{,}734} - i.0{,}087.\left(\frac{\rho_a f}{R_f}\right)^{-0{,}732}\right)$$

di mana $R_f$ adalah resistivitas aliran, dan $k_a$ dan $Z_a$ masing-masing adalah bilangan gelombang ruang bebas dan impedansi udara. Untuk bahan seperti wol kaca, Bies dan Hansen memberikan korelasi empiris:

$$R_f = \frac{3{,}18\,.\,10^{-9}\,.\,\rho_{ap}^{1{,}53}}{d_{av}^2}$$

di mana $\rho_{ap}$ adalah kerapatan material yang tampak dan $d_{av}$ adalah diameter serat rata-rata.

Pada simulasi Comsol, digunakan pemilihan variasi dimensi muffler antara lain perubahan lebar (dengan variasi 50 mm), panjang (dengan variasi 50 mm), dan tinggi (dengan variasi 10 mm). Serta adanya variasi bahan pengisi yaitu berupa bahan akustik dan bahan *coating* atau pembungkus pada muffler sebagai penahan panas.



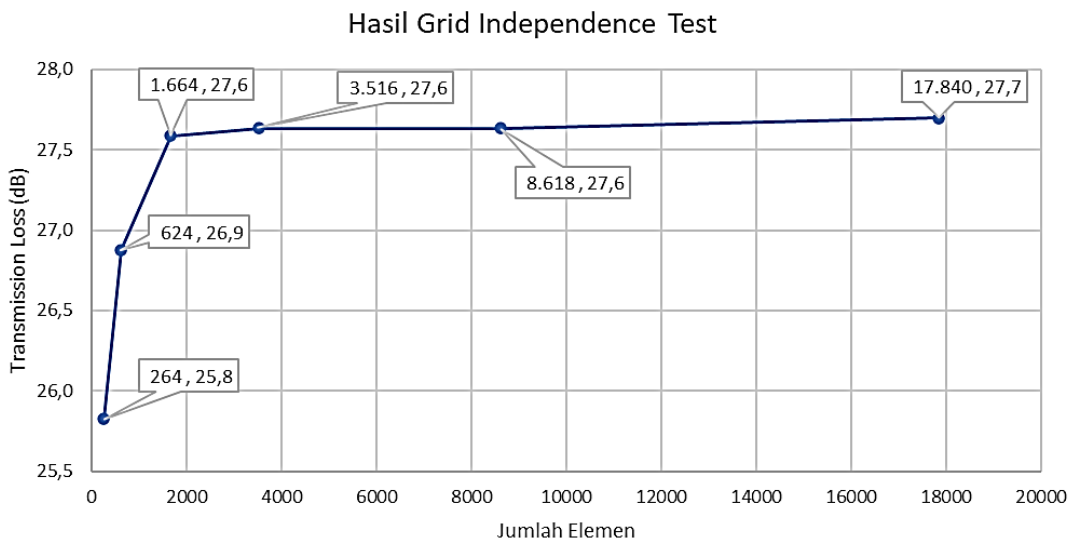

**Gambar 3. 12** Tampilan pada software Comsol Multiphysics 5.5

Saat model dibuat, selanjutnya menerapkan kondisi batas yang berbeda yang berlaku untuk setiap komponen pada muffler. Di sini kondisi batas adalah:

a) Dinding luar yaitu batas padat ruang dan tabung, kondisi batas sound hard boundary (wall) diterapkan dan di sini kecepatan normal yang diterapkan adalah nol.
b) Pada batas saluran masuk, terdapat gelombang bidang masuk dan keluar sehingga tekanan saluran masuk diambil sebagai 1 Pa.
c) Pada batas keluaran, kondisi radiasi diterapkan untuk gelombang bidang (plane wave) keluar.

Sifat bahan absorpsi dimasukkan ke dalam kondisi subdomain. Model kemudian disatukan dan ditempatkan untuk solusi di bawah rentang frekuensi 0 hingga 500 Hz. Saat kondisi batas ditetapkan, selanjutnya kita diminta untuk menyesuaikan ikatan yang tepat untuk bahan absorpsi. Itu diatur dalam pengaturan subdomain dengan memilih lapisan penyerapan. Resistivitas aliran, densitas fluida dan kecepatan suara untuk material diatur kemudian. Lalu model digabungkan serta melalui porses "mesh". Solusi ini memberi kita variasi tekanan akustik dan produksi tingkat tekanan bunyi (TTB) di dalam knalpot pada setiap frekuensi.

Pada proses "mesh", pemodelan muffler perlu adanya proses "grid independence test" dimana proses ini dapat menjawab berapa elemen hingga minimum yang diperlukan untuk simulasi variasi TTB yang akan diperoleh. Berikut hasil proses tersebut



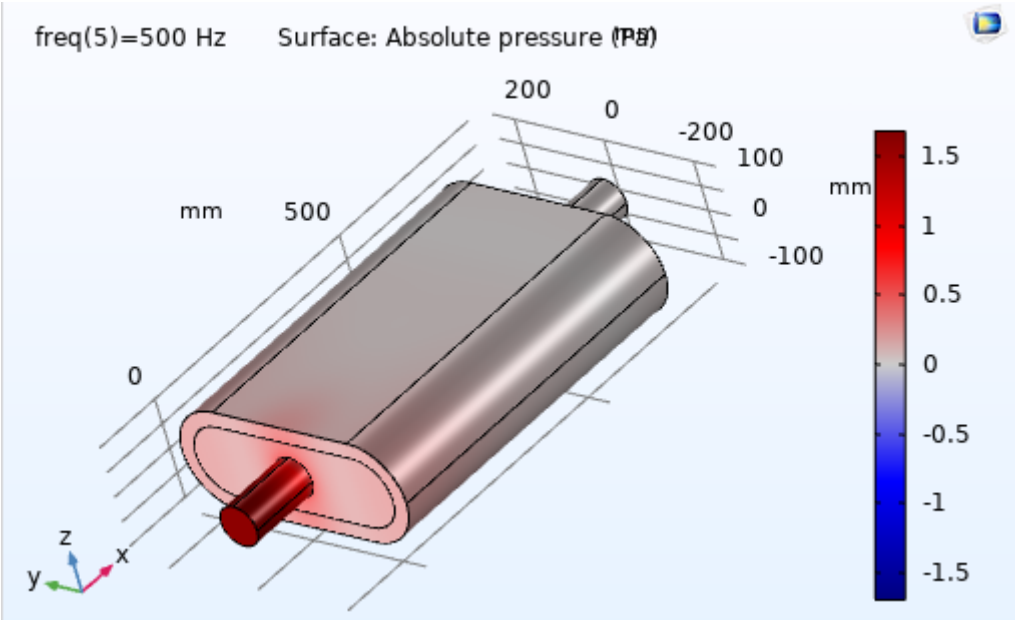

**Gambar 3. 13** Hasil *Grid Independence Test*

Berdasarkan grafik pada 3.14 yang merupakan hasil *grid independence test,* disetel jumlah elemen hingga awal yaitu 264 hingga 17.840 dimana angka tersebut merepresentasikan tingkat kualitas mesh pada Comsol yaitu "extra coarse" (untuk 264) hingga "extra fine" (untuk 17.840). Pada grafik tersebut didapatkan nilai jumlah elemen hingga minimum adalah 1.664, hal tersebut dikarenakan hasil TL yang didapat setelah jumlah elemen 1.664 tidak berbeda jauh nilainya (yaitu dengan selisih 0,1 dB berbeda dengan nilai TL di bawahnya yaitu selisih 1 dB) sehingga nilai elemen tersebut dapat mempresentasikan nilai TL yang diperoleh ketika jumlah elemen hingga diset 17.840.

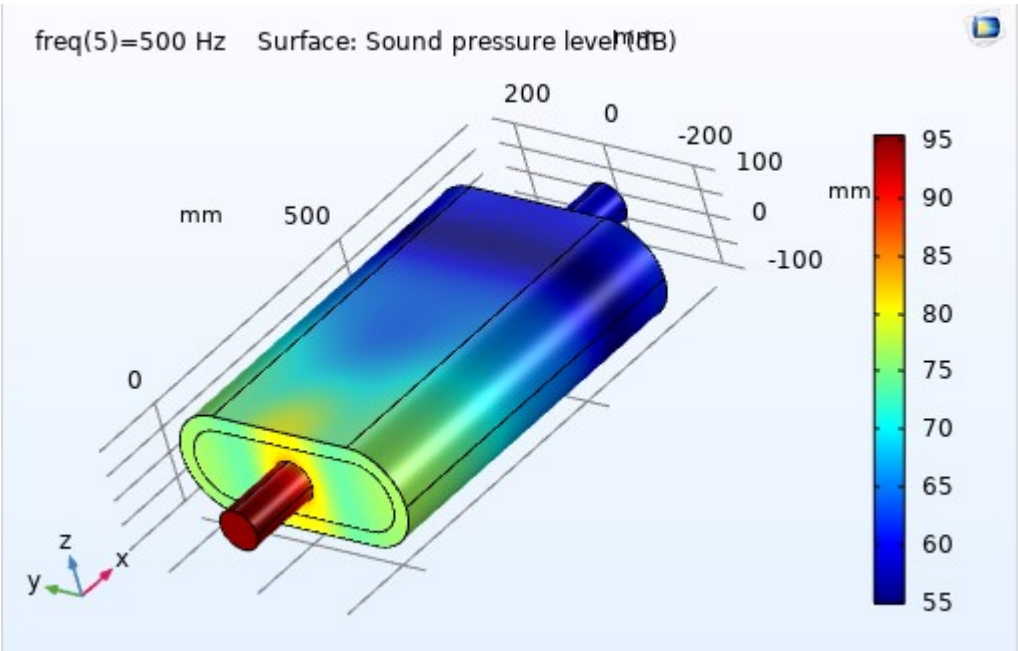
## 3.4 Analisa Performansi Muffler

Pemodelan muffler yang telah dibuat pada Comsol selanjutnya dianalisa performansi secara akustik. Terdapat variasi dimensi antara lain perubahan lebar, tinggi

dan panjang muffler serta variasi pemilihan bahan pengisi muffler dimana terdapat dua parameter yang diuji yaitu Sound Pressure Level (TTB) yang bersatuan dB (pembobotan A) dan Acoustic Pressure (atau Pressure Drop) yang bersatuan Pa. Kedua parameter tersebut diperoleh dengan mengurangi nilai yang ada pada inlet dan outlet muffler.




**Gambar 3. 14** Parameter *Acoustic Pressure* pada Comsol




**Gambar 3. 15** Parameter *Sound Pressure Level* pada Comsol

Pada hasil kedua parameter tersebut diatur pada 6 frekuensi yang berbeda sesuai data yang diambil dari instrumen SLM Ono Sokki yaitu 31,5, 63, 125, 250, 500 dan 1000 Hz. Sehingga hasil akhir yang didapatkan dapat dijadikan elemen penyelisih data awal

pengukuran lalu hasil tersebut disandingkankan dengan data awal pengukuran untuk dapat dibandingkan suara noise sebelum dan sesudah dipasang muffler pada genset secara simulasi.

### 3.5 Optimisasi Nilai *Transmission Loss* Muffler

Setelah dilakukan pemodelan muffler, dilakukan analisa apakah hasil nilai *transmission loss* yang dihasilkan sudah dapat memenuhi kriteria nyaman akan kebisingan suara ataukah belum yang didasari oleh standar Kepmen No. 48. Jika belum, maka dilakukan optimisasi pemodelan muffler sehingga hasilnya akan memenuhi kriteria standar.

Optimisasi yang dilakukan adalah memvariasikan parameter-parameter dimensi muffler yaitu panjang, lebar, dan tinggi. Pemilihan parameter tersebut didasarkan pada subbab 2.2.5 dimana dalam membuat nilai *pressure drop* semakin besar yang beriringan dengan besarnya nilai *transmission loss* adalah dengan memperbesar dimensi atau volume dari muffler tersebut. Berdasarkan dasar teori tersebut, kami dapat membuat pemodelan muffler dengan dimensi sebesar dan sepanjang mungkin untuk memaksimalkan *pressure drop* yang dihasilkan, namun hal tersebut tidak dimungkinkan karena adanya keterbatasan ruangan pada lokasi genset yang diuji. Begitupun jika dimensi muffler diset sebesar mungkin maka massa yang dihasilkan juga akan semakin besar sehingga jika muffler tersebut dipasang pada sistem pembuangan genset yang terletak pada bagian atas genset, genset tersebut tidak dapat menopang muffler dengan massa yang berat.

Sehingga dalam proses optimasi, dilakukan penentuan fungsi objektif yang meurpakan fungsi tujuan utama dalam optimisasi serta adanya fungsi constraint yang merupakan batasan yang diset dalam optimisasi. Berikut fungsi objektif (tujuan) dan constraint (batasan) yang digunakan dalam optimisasi ini. Fungsi objektif yang diambil adalah nilai *transmission loss* (TL) maksimum, dimana nilai TL linear dengan nilai *pressure drop*. Sedangkan untuk fungsi *constraint* adalah dimensi panjang, lebar dan tinggi muffler. Sehingga formulasi problem optimisasi dapat ditulis dengan :

Maksimal $\Delta p = f\,\frac{l}{D}\frac{\rho V^2}{2} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 x\ \frac{1}{2}\rho V^2$

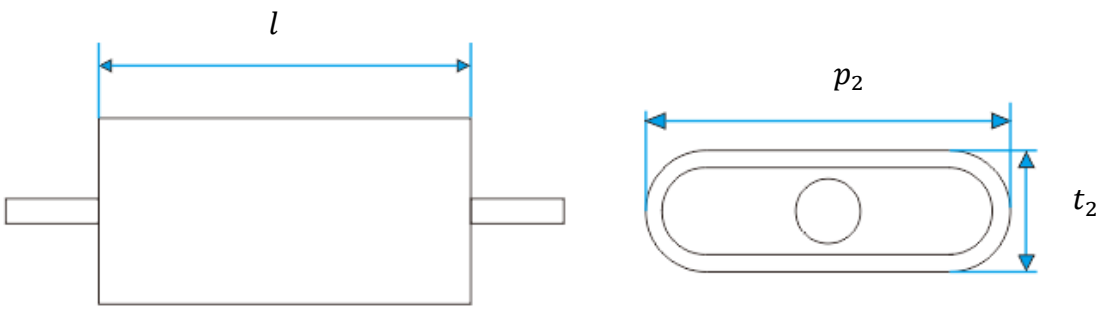
(dimana $A_2$ (luas penampang muffler) = $\pi . r^2 + p_2 . t_2$

Batasan 1000 mm $\geq l \geq$ 600 mm

500 mm $\geq p_2 \geq$ 300 mm

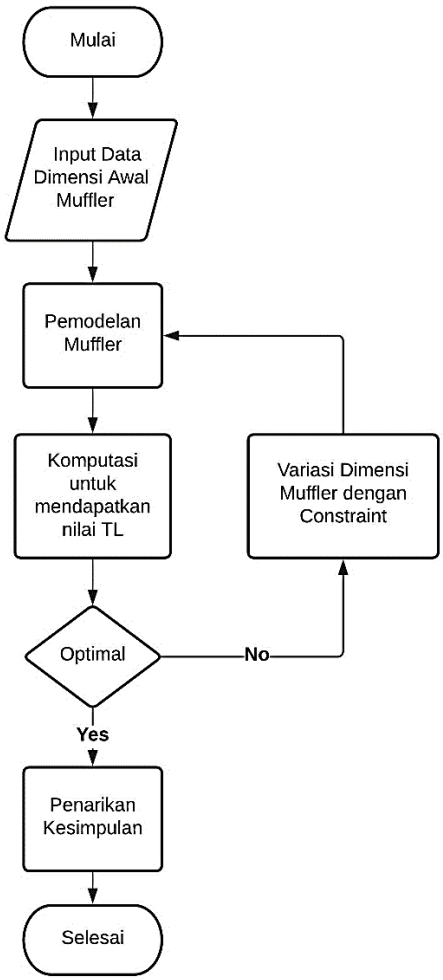
$250 \text{ mm} \geq t_2 \geq 150 \text{ mm}$

$p \geq 2t$ (pemodelan luas penampang muffler dibentuk oval)




**Gambar 3. 16** Parameter dimensi muffler yang akan dilakukan optimisasi

Dan berikut *flowchart* algoritma optimisasi tersebut




**Gambar 3. 17** *Flowchart* Optimisasi Muffler

Pada proses optimisasi nilai TL muffler dimulai dengan memasukkan nilai dimensi awal muffler yang berbentuk oval dengan dimensi lebar, panjang dan tinggi masing-

masing 600mm, 300 mm, dan 150 mm pada software simulasi Comsol Multiphysics. Setelah model muffler tersebut dibuat, maka dilakukan komputasi untuk mennghasilkan nilai TL pada rentang frekuensi 0 hingga 1000 Hz yang selanjutnya dilakukan perhitungan pembobotan perfrekuesni untuk mendapatkan nilai TL *overall* untuk semua frekuensi. Lalu nilai TL *overall* digunakan untuk proyeksi perhitungan nilai TTB yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji. Setelah didapatkan nilai tersebut, lalu dilakukan perbandingan dengan nilai standar kebisingan yang ditetapkan pada lingkungan pendidikan/ sekolah.

Jika nilai TTB yang akan diterima tidak mencukupi standar, maka dilakukan pemodelan dimensi muffler ulang dengan memvariasikan nilai parameter dimensi lebar, panjang dan tinggi dengan batasan yang tertera pada problem formulasi optimasi untuk mendapatkan nilai TL maksimum. Variasi dimensi muffler dibuat secara eskperimen pada software simulasi dengan menambah margin 50 mm pada dimensi lebar dan panjang, sedangkan pada tinggi dilakukan penambahan margin 10 mm. Setelah itu dilakukan proses komputasi yang pada akhirnya mendapatkan nilai TTB yang akan diterima oleh kelima ruangan, jika nilai TTB tersebut telah mencapai standar kebisingan pada lingkungan pendidikan/ sekolah, maka dapat dinyatakan model muffler tersebut optimal dan proses optimisasi selesai.

## 3.6 Penarikan Kesimpulan dan Membuat Spesifikasi Rekomendasi Muffler

Pada langkah ini dilakukan penarikan kesimpulan dari analisis beberapa model muffler yang telah dilakukan, sehingga hasil akhirnya didapatkan rekomendasi muffler yang tepat untuk mengurangi *noise* yang ditimbulkan oleh genset pada Menara Sains ITS, hasil rekomendasi muffler tersebut dilengkapi juga dengan keterangan dimensi scara keseluruhan, nilai TL total dan TL per pita frekuensi yang dapat direduksi, rincian bahan yang digunakan, berat total muffler, dan rancangan harga muffler tersebut. Hasil proyeksi nilai TTB yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji akan juka dilampirkan.

## 3.7 Validasi Desain Muffler

Untuk menguji apakah hasil simulasi muffler dengan Comsol yang telah dilakukan menunjukkan hasil yang sama atau tidaknya performa muffler yang secara fisik telah dibuat, maka perlu adanya sebuah validasi desain muffler yang selanjutnya dapat menjadi perbandingan performansi serta memperoleh nilai *error*nya. Validasi desain muffler yang akan dibuat pada Comsol dibandingkan dengan tipe, struktur konstruksi, bentuk dan dimensi yang sama dengan beberapa muffler industri yang mempunyai merk yang telah

dijual pada umum. Nilai yang akan dibandingkan pada proses validasi ini adalah nilai TL per frekuensi dari hasil komputasi pada Comsol dengan nilai TL per frekuensi muffler industri yang didapatkan dari *datasheet* merk muffler industri tersebut. Pada hasil perbandingan tersebut selanjutnya didapatkan nilai error, sehingga selanjutnya dapat menjadi nilai pengali nilai TTB proyeksi hasil desain pemodelan muffler yang akan dipasang pada Menara Sains ITS.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB IV
# HASIL DAN PEMBAHASAN

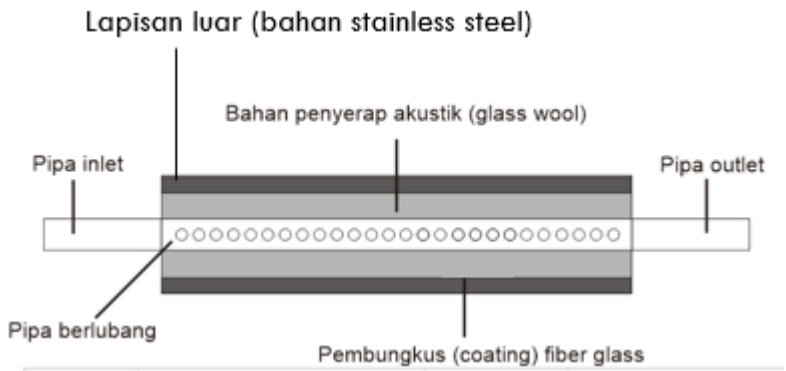
## 4.1 Pemilihan Model Muffler

Sebelumnya penulis perlu menjelaskan lebih lanjut alasan mengapa menggunakan muffler sebagai upaya mitigasi kebisingan pada penelitian ini. Dimulai pada pemilihan teknik pengendalian bising, tidak dipilih teknik pada sumber suara karena pada kondisi lapangan tidak memungkinkan untuk memodifikasi ataupun sampai mengganti genset yang telah terpasang sebagai sumber suara, hal ini disebabkan genset yang telah terpasang telah memenuhi kriteria sumber listrik sekunder yang dibutuhkan oleh lingkungan sekitar dalam artian Departemen Matematika dan Statistika ITS sehingga teknik "source" bukan pilihan yang tepat. Jika memilih teknik "receivier" maka mengharuskan orang-orang yang mempunyai aktivitas di sekitar genset menggunakan *earmuff* atau *earmuff* sebagai penutup telinga agar bising yang datang dapat berkurang, hal ini dapat menyebabkan gangguan aktivitas harian sehingga timbul sebuah ketidaknyamanan. Maka dari itu dpilihlah teknik "transmission path" yang merubah jalur transmisi bising tersebut, mengingat pada genset telah terpasang "rumah" genset yang dapat disebut dengan *enclosure* yang berfungsi menurunkan bising namun penurunan bising tersebut berdasarkan hasil pengukuran masih kurang, sehingga tepat untuk memasang muffler sebagai peredam suara tambahan yang akan terpasang pada sistem pembuangan gas genset. Performa knalpot tidak hanya untuk mengurangi tingkat kebisingan, tetapi juga mengontrol tekanan balik (back pressure) mesin, yang dapat meningkatkan daya tahan dan kinerja mesin

Selanjutnya adalah memilih muffler yang tepat agar tujuan untuk meredam suara pada genset dapat termitigasi secara tepat. Muffler terbagi menjadi dua yaitu absorptif dan reaktif muffler, dipilih muffler absorptif karena muffler absorptif secara teori lebih efektif untuk mereduksi suara pada frekuensi menengah ke atas (dapat dilihat pada gambar 3. 10 dimana sumber suara dihasilkan nilai TTB yang tinggi pada frekuensi menengah ke atas) dengan adanya material akustik yang tertanam di dalamnya. Di dalam absorptif muffler terdapat juga material terluar sebagai pelindung (coating) yang berfungsi untuk menjaga karat dan korosi serta mengurangi suhu permukaan yang dapat membantu melindungi komponen lain di dalam muffler mengingat genset yang terpasang mengalirkan aliran gas buang yang mempunyai temperatur dan kecepatan yang tinggi. (Fu *et al.*, 2019)

Untuk dari segi tipe muffler yang dipilih, tipe *staight-through* adalah pilihan yang paling tepat daripada *chambered* dan *turbo* muffler, hal ini dikarenakan dengan genset

yang terpasang mempunyai *horsepower* dan torsi yang tinggi. Tipe *staight-through* ini memiliki konstruksi muffler ini memungkinkan gas buang mengalir melalui pipa dengan sedikit pembatasan tetapi memberikan pengurangan bising yang baik. Dengan adanya pembatasan/ *restriction* yang ditimbulkan oleh muffler minimum maka tekanan balik (back pressure) akan rendah. Dimana tingkat tekanan balik yang rendah tidak dapat menyebabkan peningkatan emisi, peningkatan konsumsi bahan bakar, yang berdampak negatif pada kinerja mesin genset. Sehingga model konstruksi muffler adalah sebagai berikut




**Gambar 4. 1** Model muffler absorptif bertipe *staight-through*

Pada model juga terpasang *perforated pipe* atau pipa berlubang. Pipa berlubang adalah pipa yang umumnya terbuat dari baja tahan karat dan memiliki lubang yang dilubangi atau dibor di sekelilingnya. Pipa ini disediakan untuk memandu aliran dan karenanya fungsi utamanya adalah untuk mengurangi tekanan balik mesin. Pipa ini serta menjaga bahan material baik material pembungkus dan material akustik tidak terbawa dalam aliran gas yang masuk pada muffler.

Pada luas penampang muffler, terdapat tiga bentuk umum dalam industri manufaktur muffler yaitu bentuk luasan oval, lingkaran dan persegi. Kami tidak menggunkana bentuk luasan persegi, karena bentuk luasan yang mempunyai sudut 90º pada setiap sudut-sudutnya sehingga membuat aliran fluida yang mengalir mengalami turbulensi karena aliran fluida tersebut berubah arah serta mengalami penurunan kecepatan di dalamnya. Selanjutnya terdapat komparasi antara bentuk luasan lingkaran dan oval, luas penampang oval memiliki jumlah luas yang lebih besar daripada penampang lingkaran hal tersebut berdampak pada *pressure drop* yang akan dihasilkan. Jika melihat persamaan (23) pada subbab 2.5 dimana menyatakan bahwa semakin besar luas penampang muffler dibandingkan dengan luas pipa inlet, maka nilai *pressure drop* akan bertambah besar. Sehingga bentuk luasan oval yang mempunyai luas yang lebih besar daripada penampang lingkaran, akan mempunyai nilai *pressure drop* yang lebih tinggi. Tidak hanya itu,

semakin luas penampang muffler, maka volume material akustik yang akan ditempatkan di bagian muffler akan lebih banyak sehingga lebih banyak pula gelombang energi suara yang akan terattenuasi oleh material tersebut yang menyebabkan penurunan TTB suara yang lebih besar. Oleh karena itu kami memilih bentuk luasan muffler berbentuk oval.

(a) (b) (c)

**Gambar 4. 2** Material (a) glass wool (b) fiber glass (c) stainless steel (Aniekan E., Ejiroghene Kelly and Abdulsamad, 2017)

Pada pemodelan muffler yang akan dibuat, dipilihlah ketiga bahan material yang tertera pada gambar 4.2 yaitu material glass wool untuk bahan absorber, material fiber glass untuk bahan pembungkus dalam muffler dan stainless sebagai bahan lapisan luar muffler. Ketiga bahan ini akan disusun seperti pada gambar 4.1.

Berikut karakteristik dari bahan Glass Wool (Acoustic Material) (Aniekan E., Ejiroghene Kelly and Abdulsamad, 2017)

1. Daya konduksi yang rendah
2. Bebas digunakan dalam temperatur 100 ° C – 250 ° C
3. Tidak mudah terbakar dan aman
4. Tidak karat / berjamur
5. Daya fleksibilitasnya sangat baik
6. Mempunyai nilai porosity yang paling tinggi

Berikut karakteristik dari bahan Fiber Glass Coating (Duct Wrap) (Rajadurai *et al.*, 2014)

1. Tahan terhadap karat dan korosi
2. Menjaga gas buang tetap panas sehingga mengalir lebih efisien
3. Meningkatkan kinerja di dalam sistem pembuangan
4. Mengurangi suhu permukaan, yang dapat membantu melindungi komponen lain di kompartemen engine

Berikut karakteristik dari Stainless Steel (Muffler Wall) (Rajadurai *et al.*, 2014)

1. Logam paduan yang terbuat dari besi dengan 10-20 persen kromium dimana tahan terhadap korosi.
2. Bahan yang sangat kuat dan mudah dibentuk, membuatnya ideal untuk digunakan dalam sistem pembuangan.
3. Sistem pembuangan yang akan dipasang akan bertahan lebih lama daripada baja ringan yang setara, dan umumnya sedikit lebih ringan.

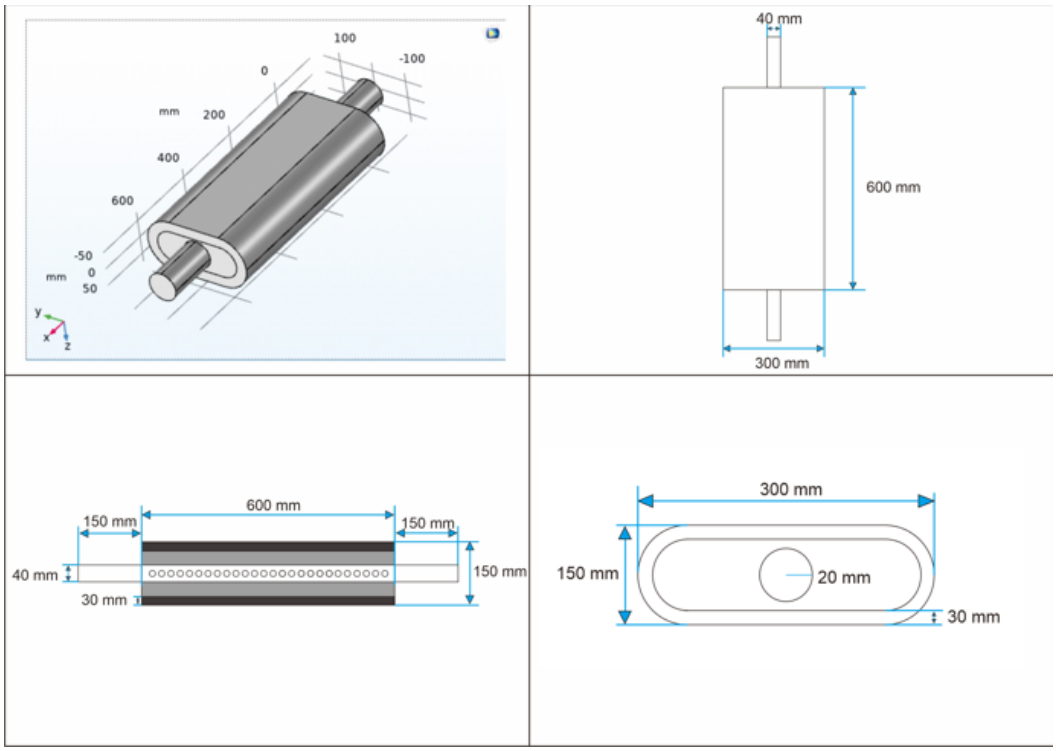
## 4.2 Pemodelan Muffler pada Comsol Multiphysics

Metodologi yang akan diterapkan dalam penelitian ini adalah pendekatan FEM. Pendekatan FEM ini dilakukan melalui perangkat lunak simulasi 'Comsol' yang merupakan paket perangkat lunak simulasi analisis elemen hingga untuk berbagai aplikasi fisik dan teknik. Perangkat lunak ini memungkinkan untuk menggunakan sistem gabungan persamaan diferensial parsial dan modul yang berbeda hadir untuk menganalisis berbagai sistem. Dalam hal ini analisis dilakukan dalam modul akustik. Untuk material berpori tinggi, persamaan Delany dan Bazley digunakan untuk menentukan bilangan gelombang kompleks, kc dan impedansi kompleks, Zc dari material absorpsi yang mengestimasi parameter akustik sebagai fungsi frekuensi dan hambatan aliran udara.

Pada software simulasi “Comsol Multiphysics 5.5” selanjutnya dimodelkan bentuk muffler seperti pada gambar 3. 15. Bentuk permukaan depan muffler dibuat semi oval (perpaduan persegi panjang dan lingkaran) dan setelah dipanjangkan bentuknya menjadi tabung, pemilihan bentuk ini dimaksudkan untuk dapat memuat bahan material yang lebih banyak jika dibandingkan dengan luas permukaan lingkaran, dengan tujuan nilai TL yang dihasilkan akan menjadi lebih tinggi.

**Tabel 4. 1** Nilai paramter awal pemodelan muffler

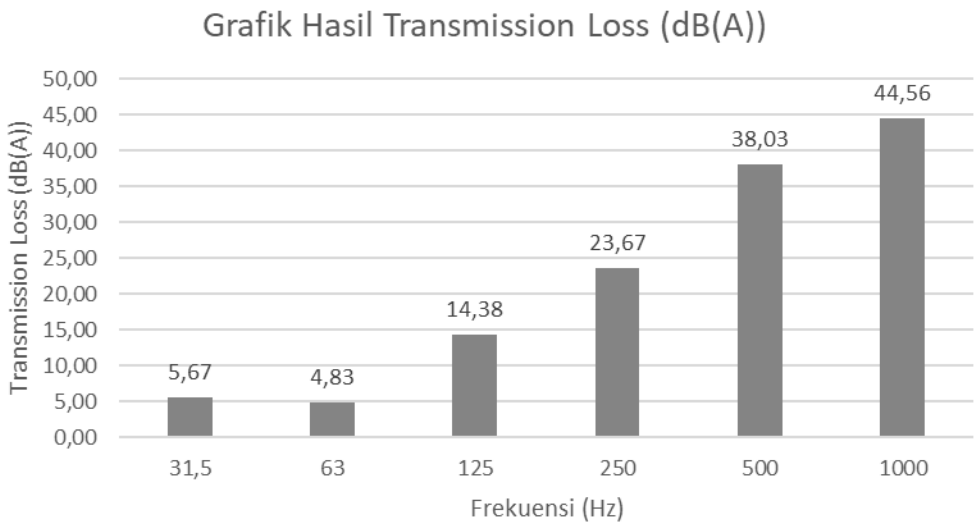
| Nama | Nilai | Satuan SI |
|---|---|---|
| Lebar | 300 mm | 0,5 m |
| Tinggi | 150 mm | 0,2 m |
| Panjang | 600 mm | 0,7 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 40 mm | 0,04 m |
| Panjang inlet & outlet | 150 mm | 0,15 m |
| Massa jenis Glass Wool | 16 kg/m$^3$ | 16 kg/m$^3$ |
| Massa jenis Fiber Glass | 2000 kg/m$^3$ | 2000 kg/m$^3$ |




**Gambar 4. 3** Model Muffler pada Comsol Multiphysics 5.5

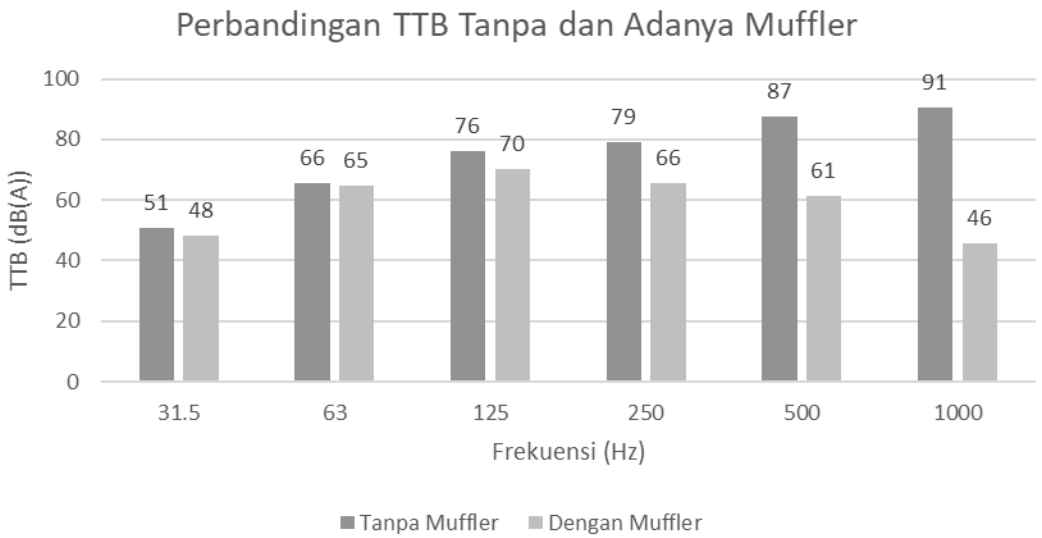
Pada gambar 4.1 dan dengan tabel 4.1 merupakan dimensi awal pemodelan muffler pada penelitian ini, dimana pada gambar tersebut tercantum tampak muffler secara menyeluruh, tampak atas, tampak samping dan tampak depan.

Berikut hasil performansi pemodelan desain awal muffler yang mengujikan nilai *Transmission Loss* (TL).




**Gambar 4. 4** Grafik Hasil Transmission Loss Model Desain Awal Muffler

Jika melihat kembali grafik persebaran frekuensi bising pada sumber suara genset, hasil pada gambar 4.4 dapat dilakukan pengurangan TTB yang akan dapat menghasilkan total attenuasi ketika diberi muffler.




**Gambar 4. 5** Grafik Hasil Atenuasi oleh Desain Awal Muffler

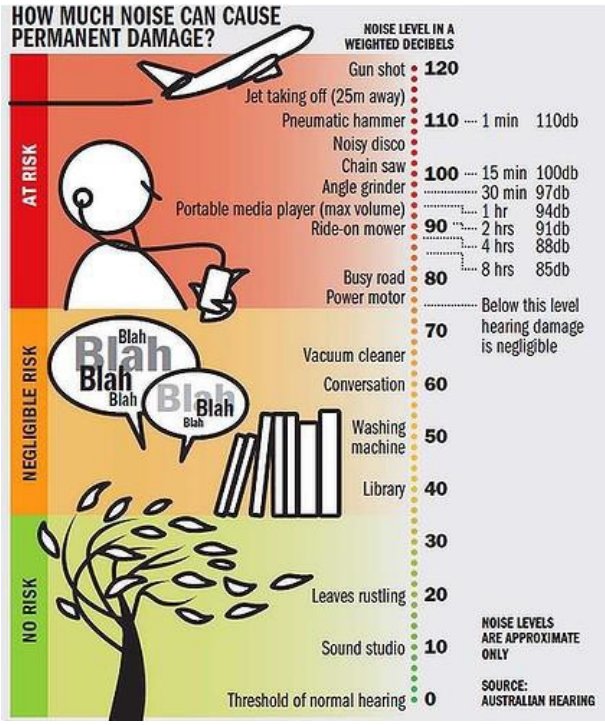
Dengan melakukan pembobotan per frekuensi didapatkan nilai TTB overall yang akan diterima sebesar 70,8 dB(A). Sehingga dengan melakukan perhitungan matematis proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh ke lima ruangan yang diuji adalah sebagai berikut.

**Tabel 4. 2** Hasil proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji

| No | Titik Pengukuran | TTB Pengukuran (dB(A)) | TTB Batas Kebisingan (dB(A)) | Hasil TTB jika diberi Muffler (dB(A)) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Ruang Smart Classroom Matematika | 61 | 55 | 50 |
| 2 | Ruang Rapat Dosen Matematika | 64 | 55 | 46 |
| 3 | Ruang Dosen Matematika | 59 | 55 | 45 |
| 4 | Ruang Kelas Statistika T103 | 64 | 55 | 55 |
| 5 | Ruang Kelas Statistika T104 | 50 | 55 | 48 |

Berdasarkan tabel 3.2 didapatkan nilai rata-rata TTB sebesar 42 dB(A) pada setiap ruangan. Nilai tersebut telah mencukupi standar kebisingan yang ditetapkan oleh Kepmen no. 48 tahun 1996 pada lingkungan sekolah yaitu telah di bawah 55 dB(A). Namun nilai TTB overall tersebut belum dapat dinyatakan telah nyaman dari bising yang diterima,

berdasarkan gambar 4.6, menunjukkan risiko gangguan pendengaran yang tergantung pada tingkat kebisingan dan lamanya paparan. (enHealth, 2018)



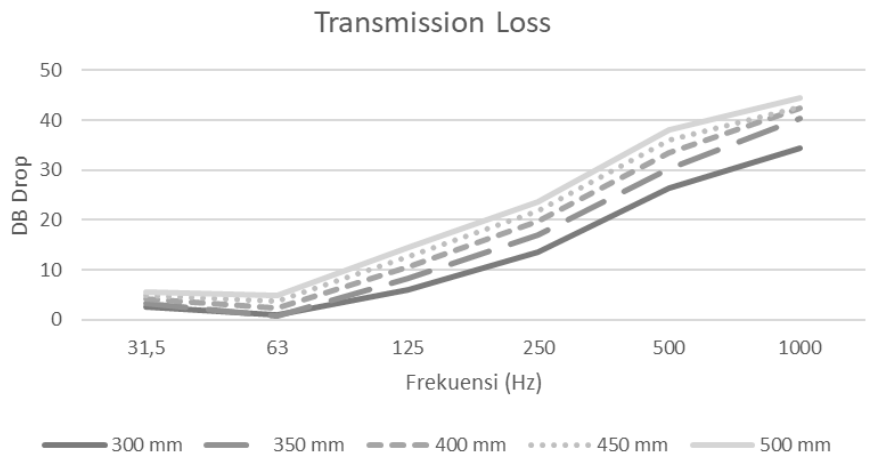

**Gambar 4. 6** Tingkat Kebisingan Suara Yang Umum Dan Risiko Gangguan Pendengaran (enHealth, 2018)

Jika dibandingkan nilai TTB yang diperoleh adalah 42 dB(A), untuk dapat mencapai kenyamanan suara yang lebih bagus atau dengan kualitas resiko “no risk” pada gambar 4.6, perlu adanya optimisasi model muffler yang telah dibuat. Langkah optimisasi yang diambil adalah dilakukannya variasi dimensi muffler. Variasi pertama yaitu dimensi lebar muffler, yang semula 300 mm divariasikan 50 mm hingga 500 mm. Variasi selanjutnya adalah dimensi panjang muffler, yang semula 500 mm divariasikan 50 mm hingga 700 mm. Variasi terakhir adalah dimensi tinggi muffler yang semula 150 mm divariasikan 10 mm hingga 200 mm. Kemudian dari ketiga variasi ini dicari outputnya berupa dB *drop* serta *pressure drop* dengan rentang frekuensi 31,5, 63, 125, 250, 500 dan 1000 Hz sesuai dengan hasil pengolahan pengukuran rekaman suara pada genset.

## 4.3 Hasil Variasi Parameter Muffler

1. Variasi lebar muffler

Pemodelan dilakukan dengan ukuran awal panjang 600 mm, lebar 300 mm dan tinggi 150 mm.

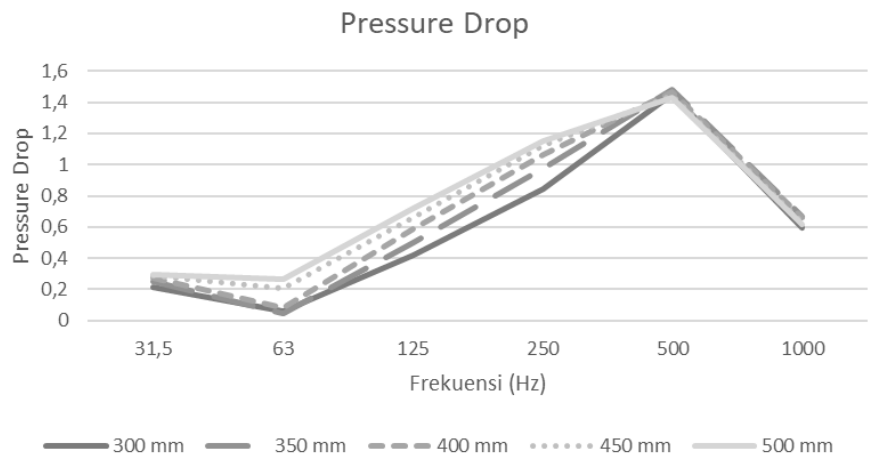



**Gambar 4. 7** Hasil dB drop variasi lebar muffler

**Tabel 4. 3** Selisih dB drop per frekuensi variasi lebar muffler

| Ukuran Lebar | dB Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 300 mm | 2,48 | 0,93 | 6,11 | 13,48 | 26,30 | 34,31 |
| 500 mm | 5,66 | 4,83 | 14,38 | 23,67 | 38,03 | 44,56 |
| Selisih | 3,17 | 3,89 | 8,26 | 10,18 | 11,72 | 10,25 |

Berdasarkan hasil dB drop dengan variasi lebar muffler pada gambar 4.7 yaitu berupa grafik hasil dB drop variasi lebar muffler, didapatkan nilai dB drop linear dengan penambahan dimensi lebar sebanyak 50 mm. Dengan nilai dB drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi lebar muffler paling lebar yaitu 500 mm dengan peak tertinggi pada 1000 Hz sebesar 44,56 dB. Pada tabel 4.3 didapatkan hasil selisih dB drop dengan penambahan dimensi lebar yang awalnya 300 mm menjadi 500 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 3,17, 3,89, 8,26, 10,18, 11,72 dan 10,25 dB(A).




**Gambar 4. 8** Hasil pressure drop variasi lebar muffler

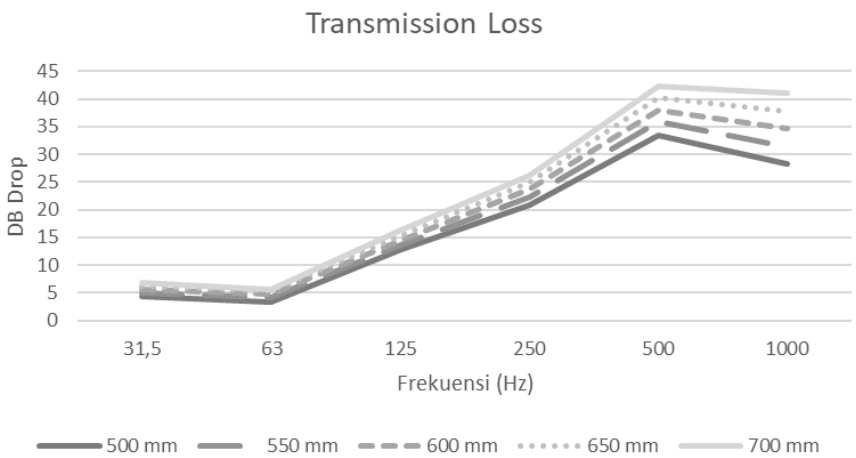
**Tabel 4. 4** Selisih pressure drop per frekuensi variasi lebar muffler

| Ukuran Lebar | Pressure Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 300 mm | 0,21 | 0,06 | 0,41 | 0,84 | 1,42 | 0,62 |
| 500 mm | 0,29 | 0,26 | 0,72 | 1,15 | 1,45 | 0,59 |
| Selisih | 0,07 | 0,2 | 0,31 | 0,31 | 0,02 | 0,02 |

Berdasarkan hasil *pressure* drop dengan variasi lebar muffler pada gambar 4.8, didapatkan nilai *pressure* drop meningkat seiring penambahan dimensi lebar sebanyak 50 mm. Dengan nilai *pressure* drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi lebar muffler paling lebar yaitu 500 mm dengan peak tertinggi pada 500 Hz sebesar 1,45 Pa. Pada tabel 4.4 didapatkan hasil selisih *pressure* drop dengan penambahan dimensi lebar yang awalnya 300 mm menjadi 500 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 0,07, 0,2, 0,31, 0,31, 0,02 dan 0,02 Pa.

2. Variasi Panjang Muffler

Pemodelan dilakukan dengan ukuran awal panjang 600 mm, lebar 500 mm dan tinggi 150 mm.



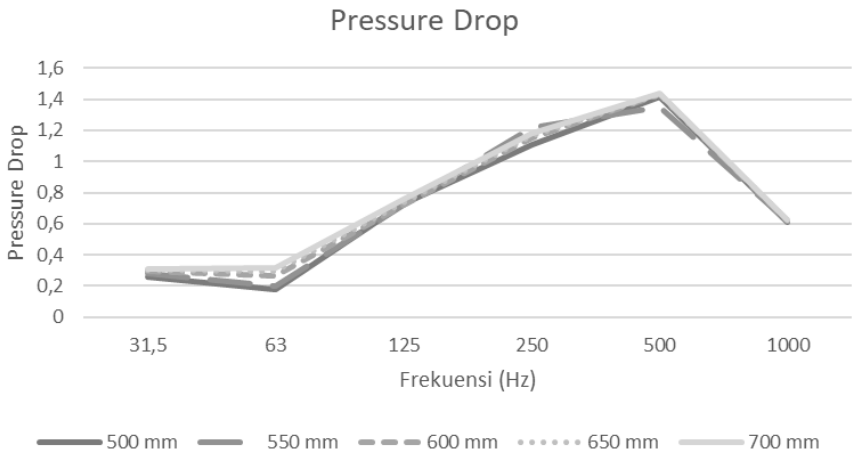

**Gambar 4. 9** Hasil dB drop variasi panjang muffler

**Tabel 4. 5** Selisih dB drop per frekuensi variasi panjang muffler

| Ukuran Panjang | dB Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 500 mm | 4,28 | 3,36 | 12,88 | 20,77 | 33,46 | 28,18 |
| 700 mm | 6,84 | 5,67 | 16,40 | 26,29 | 42,22 | 41,03 |
| Selisih | 2,55 | 2,3 | 3,51 | 5,52 | 8,76 | 12,84 |

Berdasarkan hasil dB drop dengan variasi lebar muffler pada gambar 4.9 yaitu berupa grafik hasil dB drop variasi panjang muffler, didapatkan nilai dB drop linear

dengan penambahan dimensi panjang sebanyak 50 mm. Dengan nilai dB drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi panjang muffler paling panjang yaitu 700 mm dengan peak tertinggi pada 500 Hz sebesar 42,22 dB. Pada tabel 4.5 didapatkan hasil selisih dB drop dengan penambahan dimensi panjang yang awalnya 500 mm menjadi 700 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 2,55, 2,30, 3,51, 5,52, 8,76 dan 12,84 dB(A).




**Gambar 4. 10** Hasil pressure drop variasi panjang muffler

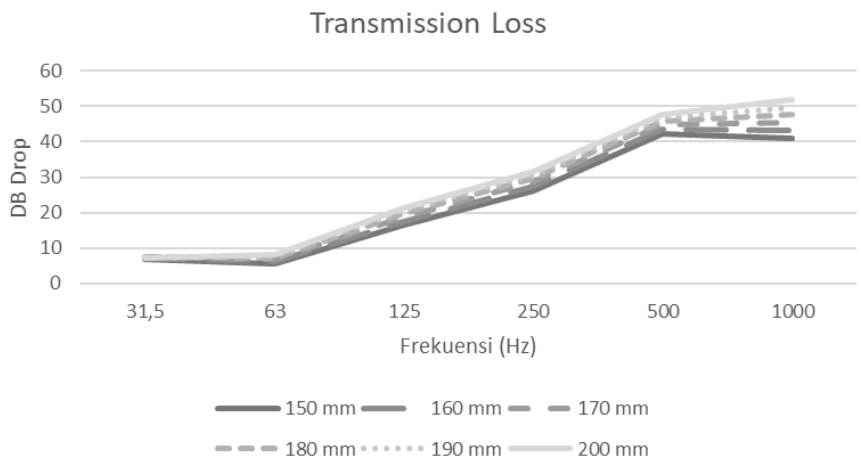
**Tabel 4. 6** Selisih pressure drop per frekuensi variasi panjang muffler

| Ukuran Panjang | Pressure Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 500 mm | 0,25 | 0,17 | 0,72 | 1,10 | 1,41 | 0,62 |
| 700 mm | 0,31 | 0,31 | 0,75 | 1,17 | 1,43 | 0,60 |
| Selisih | 0,05 | 0,13 | 0,02 | 0,07 | 0,02 | 0,02 |

Berdasarkan hasil *pressure* drop dengan variasi panjang muffler pada gambar 4.10, didapatkan nilai *pressure* drop meningkat seiring penambahan dimensi panjang sebanyak 50 mm. Dengan nilai *pressure* drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi panjang muffler paling panjang yaitu 700 mm dengan peak tertinggi pada 500 Hz sebesar 1,435 Pa. Pada tabel 4.6 didapatkan hasil selisih *pressure* drop dengan penambahan dimensi panjang yang awalnya 500 mm menjadi 700 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 0,05, 0,13, 0,02, 0,07, 0,02 dan 0,02 Pa.

3. Variasi Tinggi Muffler

Pemodelan dilakukan dengan ukuran awal panjang 700 mm, lebar 500 mm dan tinggi 150 mm.




**Gambar 4. 11** Hasil dB drop variasi tinggi muffler

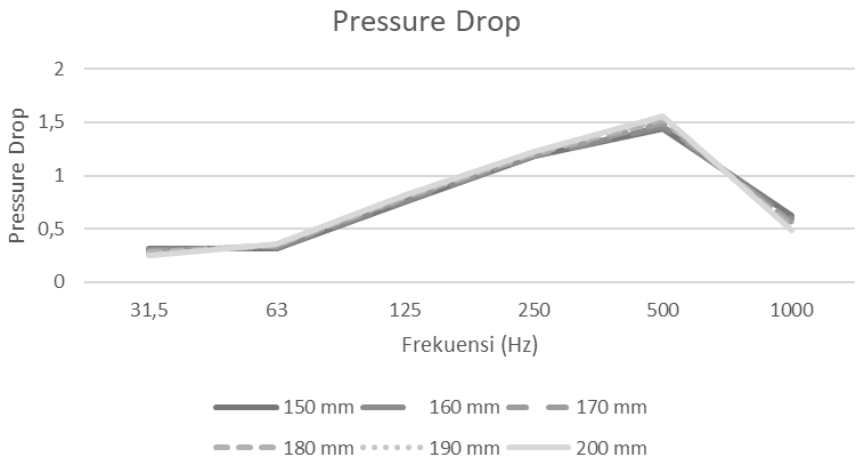
**Tabel 4. 7** Selisih dB drop per frekuensi variasi tinggi muffler

| Ukuran Tinggi | dB Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 150 mm | 6,84 | 5,67 | 16,40 | 26,29 | 42,22 | 41,03 |
| 200 mm | 7,21 | 8,19 | 21,38 | 31,57 | 47,66 | 51,75 |
| Selisih | 0,36 | 2,52 | 4,98 | 5,27 | 5,43 | 10,72 |

Berdasarkan hasil dB drop dengan variasi lebar muffler pada gambar 4.11 yaitu berupa grafik hasil dB drop variasi tinggi muffler, didapatkan nilai dB drop linear dengan penambahan dimensi tinggi sebanyak 10 mm. Dengan nilai dB drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi panjang muffler paling panjang yaitu 200 mm dengan peak tertinggi pada 1000 Hz sebesar 51,75 dB. Pada tabel 4.5 didapatkan hasil selisih dB drop dengan penambahan dimensi panjang yang awalnya 150 mm menjadi 200 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 0,36, 2,52, 4,98, 5,27, 5,43 dan 10,72 dB(A).

**Tabel 4. 8** Selisih pressure drop per frekuensi variasi tinggi muffler

| Ukuran Tinggi | Pressure Drop pada Frekuensi | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 31,5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1000 Hz |
| 150 mm | 0,24 | 0,31 | 0,75 | 1,17 | 1,43 | 0,62 |
| 200 mm | 0,31 | 0,35 | 0,81 | 1,22 | 1,56 | 0,48 |
| Selisih | 0,06 | 0,04 | 0,06 | 0,04 | 0,12 | 0,14 |




**Gambar 4. 12** Hasil pressure drop variasi tinggi muffler

Berdasarkan hasil *pressure* drop dengan variasi tinggi muffler pada gambar 4.12, didapatkan nilai *pressure* drop meningkat seiring penambahan dimensi tinggi sebanyak 10 mm. Dengan nilai *pressure* drop secara keseluruhan tertinggi pada dimensi tinggi muffler paling tinggi yaitu 200 mm dengan peak tertinggi pada 500 Hz sebesar 1,563 Pa. Pada tabel 4.8 didapatkan hasil selisih *pressure* drop dengan penambahan dimensi lebar yang awalnya 100 mm menjadi 200 mm pada kelima frekuensi yang diuji (31,5 Hz, 63 Hz 125 Hz, 250 Hz, 500 dan 1000 Hz) masing - masing 0,06, 0,04, 0,06, 0,04 0,12 dan 0,14 Pa.

Dari ketiga hasil variasi dimensi tersebut pada bagian hasil grafik penurunan tekanan atau *pressure drop* terjadi penurunan nilai yang tidak linear yaitu pada frekuensi 1000 Hz, hal tersebut dikarenakan adanya ketercapaian tingkat saturasi setelah melewati frekuensi 500 Hz yang menyebabkan aliran fluida didalam muffler tersebut menjadi tidak laminer atau dengan kata lain telah terjadi turbulensi sehingga nilai pressure drop tidak bernilai linear dengan frekuensi-frekuensi sebelumnya.

Selanjutnya berdasarkan hasil ketiga variasi di atas didapatkan hubungan penambahan dimensi menjadi lebih besar akan menyebabkan *pressure drop* naik sehingga nilai dB drop juga naik, dimana nilai dB drop merupakan nilai *Transmission Loss* yang dihasilkan oleh attenuasi muffler. Sehingga hasil ini sesuai dengan konsep mekanika fluida yang dijelaskan pada sub bab 2.2.5, dimana

$$\Delta p = f\,\frac{l}{D}\frac{\rho V^2}{2} \tag{20}$$

$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 x\ \frac{1}{2}\rho V^2 \tag{23}$$

Berdasarkan persamaan (20), nilai *pressure drop* akan naik ketika nilai (l) (dimana jika dalam pemodelan muffler adalah penambahan panjang muffler) bertambah panjang. Dari hasil variasi panjang muffler, didapatkan penambahan panjang maka dapat menaikan *pressure drop* sehingga hasil yang diperoleh dari eksperimen penambahan dimensi panjang muffler dapat menguatkan teori aliran fluida laminar dalam pipa pada mekanika fluida tersebut.

Berdasarkan persamaan (23), nilai *pressure drop* akan naik ketika nilai perbandingan $A_1/A_2$ bertambah dalam arti lain dimensi luas penampang muffler ($A_2$) bertambah luas dibandingkan dengan luas penampang pipa inlet/outlet muffler ($A_1$). Dari hasil eksperimen variasi lebar dan tinggi muffler dimana merupakan elemen luasan penampang muffler, didapatkan nilai *pressure drop* menaik seiring penambahan nilai lebar dan tinggi muffler sehingga hasil ujicoba tersebut dapat menguatkan teori *minor losses* pada mekanika fluida.

Penambahan nilai variasi dimensi baik lebar, panjang dan tinggi pada muffler juga dapat menyebabkan volume material absorber dan *coating*, terutama material absorber yang dengan bertambahnya volume maka jumlah gelombang suara yang dapat terkena gesekan dengan material tersebut semakin banyak sehingga lebih banyak energi suara yang terkonversi menjadi panas yang mengakibatkan TTB bising hasil attenuasi muffler atau nilai TL akan bertambah. (Naikwad *et al.*, 2017)

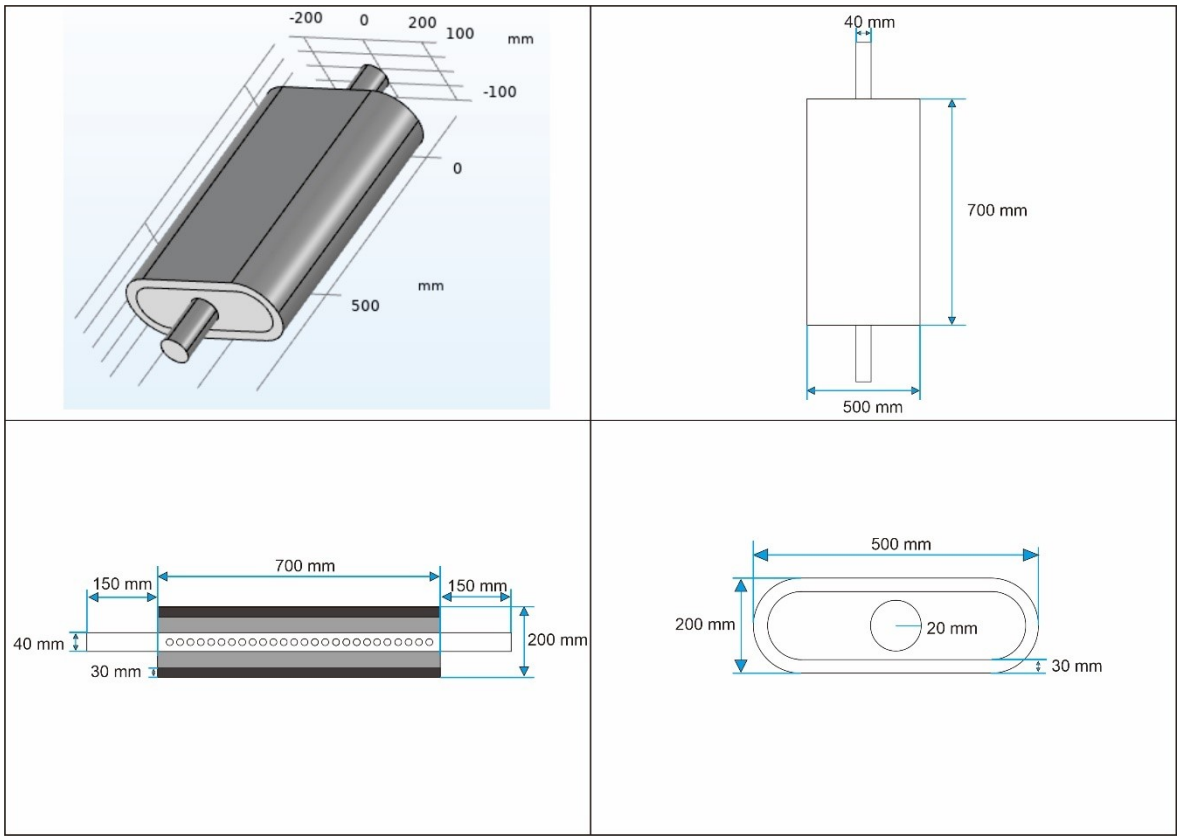
## 4.4 Hasil Desain Akhir Muffler

Berdasarkan hasil yang didapat dan dijelaskan pada sub bab 4.3 didapatkan nilai parameter akhir muffler yaitu sebagai berikut.

**Tabel 4. 9** Nilai parameter akhir desain muffler

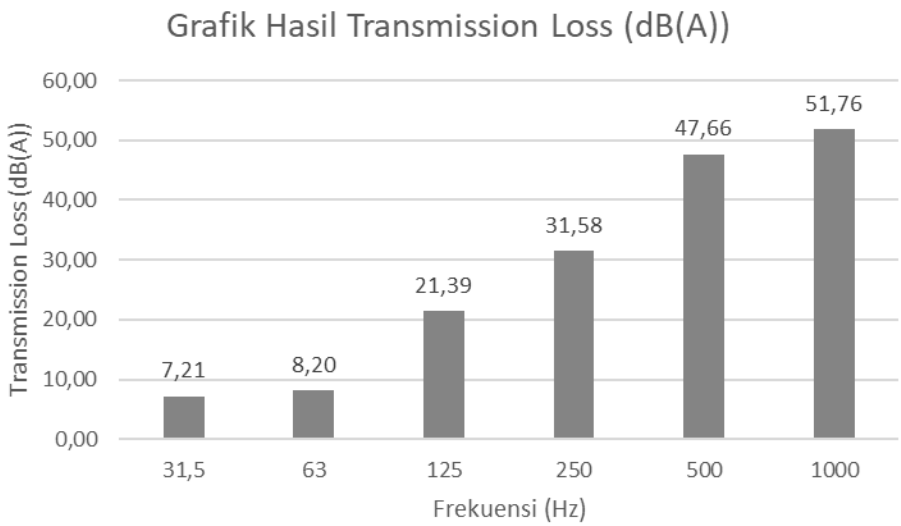
| Nama | Nilai | Satuan SI |
|---|---|---|
| Lebar | 500 nm | 0,5 m |
| Tinggi | 200 nm | 0,2 m |
| Panjang | 700 nm | 0,7 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 40 nm | 0,04 m |
| Panjang inlet & outlet | 150 nm | 0,15 m |

Selanjutnya perlu digambarkan secara lebih jelas dari pemodelan akhir muffler yaitu seperti pada gambar 4. 13.

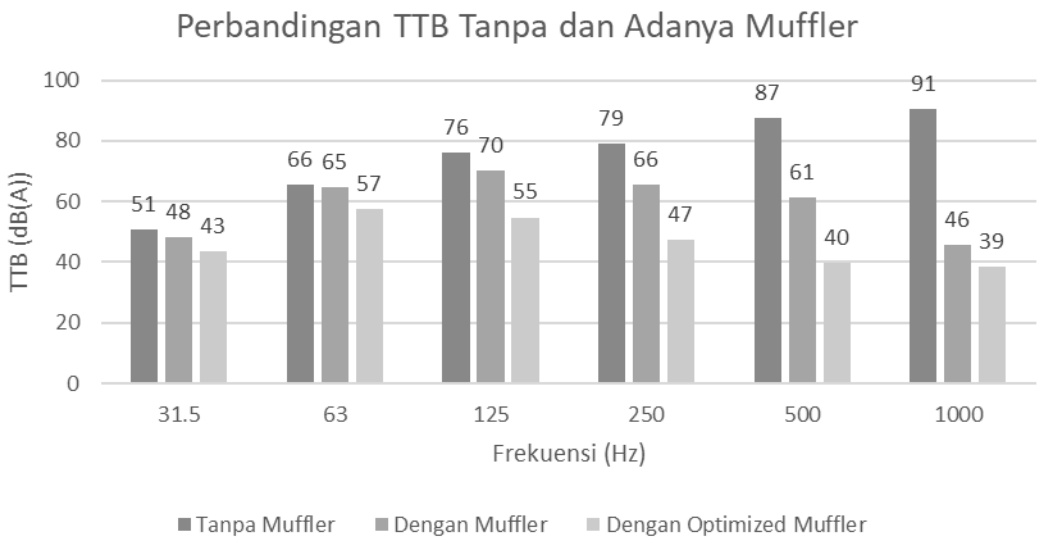



**Gambar 4. 13** Desain Final Model Muffler

Berikut hasil attenuasi TTB atau Transmission Loss yang dihasilkan oleh muffler yang telah dioptimisasi (final model muffler).




**Gambar 4. 14** Hasil TL pada Model Final Muffler




**Gambar 4. 15** Hasil Atenuasi oleh Final Model Muffler

Pada gambar 4.14 didapatkan nilai Transmission Loss oleh model final muffler, jika nilai tersebut menjadi nilai attenuasi TTB yang dihasilkan oleh sumber suara genset maka didapatkan grafik hasil attenuasi oleh model final muffler yaitu pada gambar 4.15, pada gambar tersebut juga ditampilkan nilai TTB awal, TTB ketika diberi muffler, dan TTB ketika diberi model final muffler yang telah dioptimisasi. Pada gambar 4.15 didapatkan selisih pengurangan TTB antara muffler dan optimized yang cukup tinggi pada frekuensi 125, 250,500 dan 1000 Hz. Hal tersebut dapat diartikan bahwa penambahan variasi dimensi panjang, lebar dan tinggi muffler berpengaruh besar pada frekuensi 125 ke atas, dimana penambahan dimensi tersebut berarti adanya penambahan volume material absorber didalamnya yang efektif untuk menyerap bunyi pada rentang frekuensi menengah ke atas. (Mat Tahir *et al.*, 2018)

Pada model final muffler, setelah adanya perhitungan pembobotan frekuensi didapatkan TTB overall bernilai 58 dB(A). Jika nilai tersebut dihitung dengan penurunan TTB terhadap jarak maka didapatkan hasil proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji yaitu pada tabel 4.10.

**Tabel 4. 10** Hasil proyeksi TTB bising yang akan diterima oleh kelima ruangan yang diuji dengan kedua model muffler

| No | Titik Pengukuran | TTB Pengukuran (dB(A)) | TTB Batas Kebisingan (dB(A)) | Hasil TTB Muffler (dB(A)) | Hasil TTB Optimized Muffler (dB(A)) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Ruang Smart Classroom Matematika | 61 | 55 | 50 | 31 |
| 2 | Ruang Rapat Dosen Matematika | 64 | 55 | 46 | 36 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 3 | Ruang Dosen Matematika | 59 | 55 | 45 | 29 |
| 4 | Ruang Kelas Statistika T103 | 64 | 55 | 55 | 27 |
| 5 | Ruang Kelas Statistika T104 | 50 | 55 | 48 | 26 |

Pada tabel tersebut didapatkan nilai TTB pada kelima ruangan masing-masing bernilai 31, 36, 29, 27 dan 26 sehingga jika di rata-ratakan maka didapatkan nilai 30 dB(A). Jika merujuk pada gambar 4.6 terkait tingkat kebisingan suara yang umum dan risiko gangguan pendengaran, maka nilai 30 dB(A) tersebut dikategorikan "no risk" sehingga ketika genset dinyalakan kelima ruangan tersebut dapat mencapai kenyamanan suara dan tidak akan terganggu oleh kebisingan dari genset tersebut.

Dengan spesifikasi pendukung yaitu berupa berat dan rancangan biaya sesuai dengan volume (untuk berat) dan luasan (untuk biaya) desuai dengan jenis material yang dipakai sebagai berikut.

**Tabel 4. 11** Rincian berat per material yang digunakan

| **Nama** | **Berat** |
|---|---|
| Stainless Steel | 0,736 kg |
| Glass Wool | 1,382 kg |
| Fiber Glass | 0,552 kg |
| Total | 2,67 kg |

**Tabel 4. 12** Rincian harga per material yang digunakan

| **Nama** | **Berat** |
|---|---|
| Stainless Steel | 730.000 |
| Glass Wool | 970.000 |
| Fiber Glass | 990.000 |
| Total | Rp 2.690.000 |

## 4.5 Validasi Desain Muffler

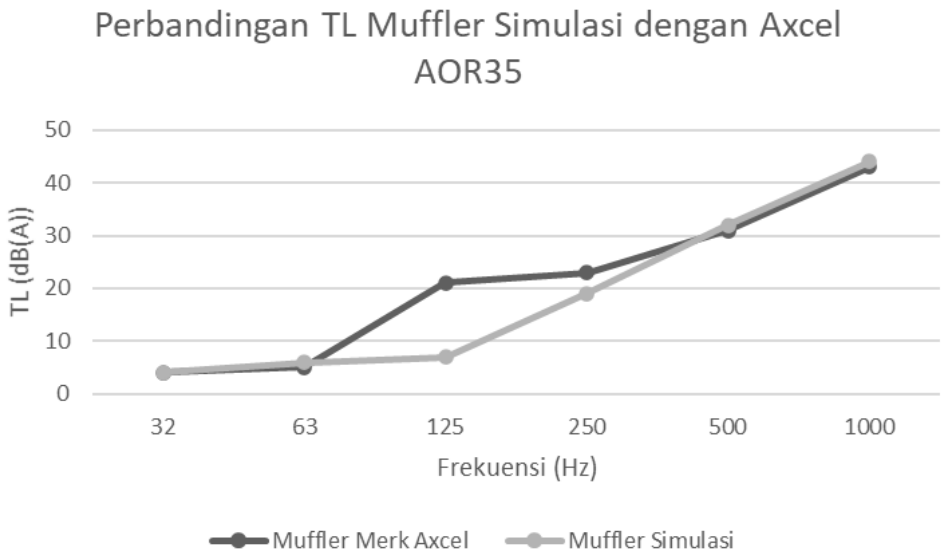
Untuk menguji apakah hasil simulasi muffler dengan Comsol yang telah dilakukan menunjukkan hasil yang sama ataupun mendekati performa muffler yang secara fisik telah dibuat, maka perlu adanya sebuah validasi desain muffler yang selanjutnya dapat menjadi perbandingan performansi serta memperoleh nilai *error*nya. *Datasheet* per tipe merk muffler yang akan dibandingkan terlampir pada Lampiran.

Validasi pertama dilakukan dengan membandingkan dengan muffler industri bermerk "Axces" bertipe AOR35 dan AOR45, dipilih dua tipe tersebut karena bentuk konstruksi mufflernya sama yaitu muffler straight-through absorptif berbentuk oval. (*Exhaust Silencers – Axces*, 2021)

- Axces AOR35

**Tabel 4. 13** Parameter dimensi Axces AOR35

| Parameter | Nilai | Satuan SI |
|---|---|---|
| Lebar | 280 nm | 0,28 m |
| Tinggi | 150 nm | 0,15 m |
| Panjang | 750 nm | 0,75 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 50 nm | 0,05 m |
| Panjang inlet & outlet | 150 nm | 0,15 m |



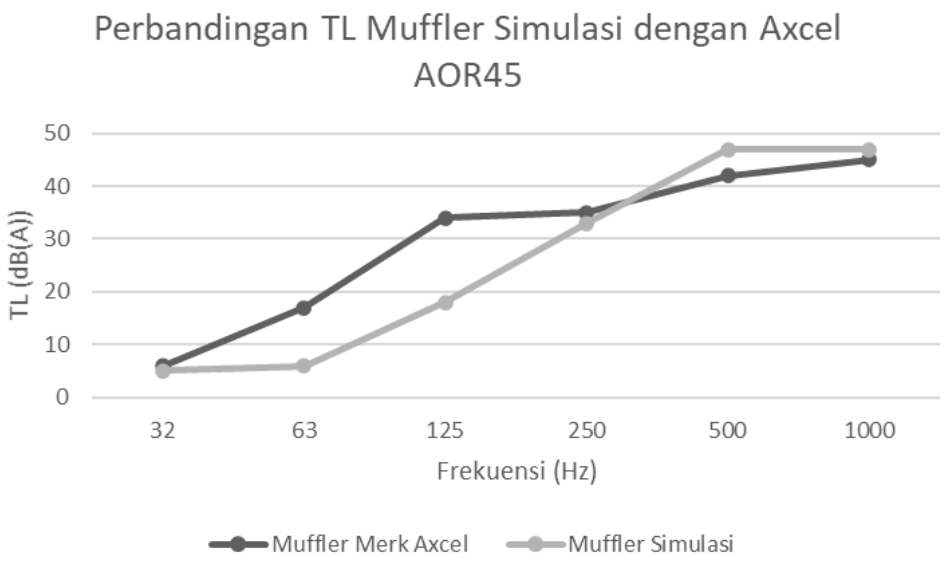

**Gambar 4. 16** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Axcel AOR35

Berdasarkan gambar 4.16 didapatkan nilai TL yang mendekati sama dengan muffler aktual yaitu pada frekuensi 32, 63, 500 dan 1000 Hz. Terdapat selisih TL 4 dB pada frekuensi 250 Hz, serta terdapat selisih yang cukup besar pada 125 Hz yaitu dengan selisih 14 dB. Jika dilakukan pembobotan nilai TL muffler simulasi dan muffler merk Axcel AOR35 didapatkan TL *overall* sebesar 37 dB(A) untuk muffler simulasi, dan 36 dB(A) untuk muffler merk Axcel. Selanjutnya didapatkan *error* selisih nilai TL *overall* tersebut yaitu sebesar 2,32 %.

- Axcel AOR45

**Tabel 4. 14** Parameter dimensi Axces AOR45

| Parameter | Nilai | Satuan SI |
|---|---|---|
| Lebar | 420 nm | 0,42 m |
| Tinggi | 220 nm | 0,22 m |
| Panjang | 850 nm | 0,85 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 50 nm | 0,05 m |
| Panjang inlet & outlet | 150 nm | 0,15 m |




**Gambar 4. 17** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Axcel AOR45

Berdasarkan gambar 4.17 didapatkan nilai TL yang mendekati sama dengan muffler aktual yaitu pada frekuensi 32, 250 dan 1000 Hz. Terdapat selisih TL 5 dB pada frekuensi 500 Hz, serta terdapat selisih yang cukup besar pada 125 Hz yaitu dengan selisih 16 dB(A) dan pada frekuensi 63 Hz didapatkan selisih 9 Hz. Jika dilakukan pembobotan nilai TL muffler simulasi dan muffler merk Axcel AOR45 didapatkan TL *overall* sebesar 49 dB(A) untuk muffler simulasi, dan 46 dB(A) untuk muffler merk Axcel. Selanjutnya didapatkan *error* selisih nilai TL *overall* tersebut yaitu sebesar 7,8 %.

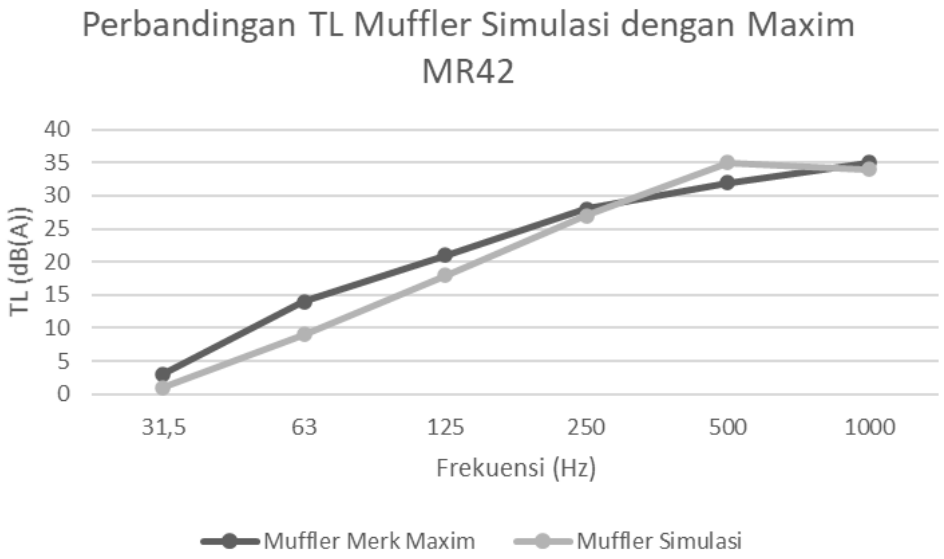
Validasi kedua dilakukan dengan membandingkan dengan muffler industri bermerk "Maxim Silencers" bertipe MR42 dan MR62, dipilih dua tipe tersebut karena bentuk konstruksi mufflernya sama yaitu muffler straight-through absorptif berbentuk oval.

- Maxim MR42

**Tabel 4. 15** Parameter dimensi Maxim MR42

| Parameter | Nilai | Satuan SI |
|---|---|---|

| | | |
|---|---|---|
| Lebar | 1143 mm | 11,43 m |
| Tinggi | 381 mm | 3,81 m |
| Panjang | 1372 mm | 13,72 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 203 mm | 2,03 m |
| Panjang inlet & outlet | 102 mm | 1,02 m |



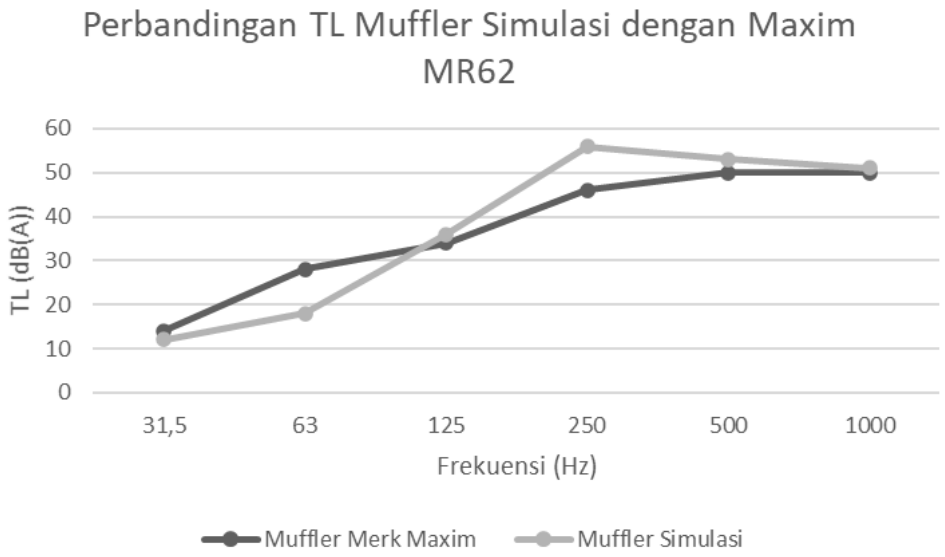

**Gambar 4. 18** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Maxim MR42

Berdasarkan gambar 4.18 didapatkan nilai TL yang mendekati sama dengan muffler aktual yaitu pada frekuensi 250 dan 1000 Hz. Terdapat selisih TL yang sedikit yaitu rentang 2-3 dB(A) pada frekuensi 31,5, 125 dan 500 Hz. Selisih TL tertinggi bernilai 5 dB(A) pada frekuensi 63 Hz. Selanjutnya dilakukan pembobotan nilai TL muffler simulasi dan muffler merk Maxim MR42 didapatkan TL *overall* sebesar 29,88 dB(A) untuk muffler simulasi, dan 30,36 dB(A) untuk muffler merk Maxim. Selanjutnya didapatkan *error* selisih nilai TL *overall* tersebut yaitu sebesar 1,59 %.

- Maxim MR62

**Tabel 4. 16** Parameter dimensi Maxim MR62

| **Parameter** | **Nilai** | **Satuan SI** |
|---|---|---|
| Lebar | 1372 mm | 13,72 m |
| Tinggi | 406 mm | 4,06 m |
| Panjang | 2692 mm | 26,92 m |
| Jari- jari inlet & outlet | 203 mm | 2,03 m |
| Panjang inlet & outlet | 102 mm | 1,02 m |




**Gambar 4. 19** Perbandingan TL Muffler Simulasi dengan Maxim MR62

Berdasarkan gambar 4.19 didapatkan nilai TL yang mendekati sama dengan muffler aktual yaitu pada frekuensi 31,5, 125 dan 1000 Hz. Terdapat selisih TL 3 dB(A) pada frekuensi 500 Hz. Selisih nilai TL yang tinggi didapatkan pada frekuensi 63 Hz dan 250 Hz yang keduanya berselisih 10 dB(A). Selanjutnya dilakukan pembobotan nilai TL muffler simulasi dan muffler merk Maxim MR62 didapatkan TL *overall* sebesar 43,4 dB(A) untuk muffler simulasi, dan 47,5 dB(A) untuk muffler merk Maxim. Selanjutnya didapatkan *error* selisih nilai TL *overall* tersebut yaitu sebesar 9,44 %.

Dari keempat validasi yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa selisih nilai TL yang dihasilkan secara keseluruhan bernilai kurang dari 10 %, atau secara lengkapnya dengan perhitungan nilai *error overall* nya dapat dilihat pada tabel berikut.

**Tabel 4. 17** Perhitungan nilai *error overall* validasi muffler

| **Merk & tipe** | **Error** |
|---|---|
| Axcel AOR35 | 7,8 % |
| Axcel AOR45 | 2,32 % |
| Maxim MR42 | 1,59 % |
| Maxim MR62 | 9,44 % |
| **Nilai error rata-rata** | 5,29 % |

Didapatkan nilai error rata-rata validasi muffler sebesar 5,29 %. Jika dikalikan dengan nilai TTB yang akan diterima oleh kelima kelas yang diuji pada subbab 4.4 yang bernilai 30 dB(A) akan diproyeksikan menjadi bernilai 31,59 dB(A). Sehingga dapat

dikatakan bahwa hasil simulasi muffler dengan hasil *transmission loss* sebagai *output* komputasinya mendekati sama dengan hasil performansi muffler industri yang telah dipasarkan dengan nilai error rata-rata yang kecil yaitu 5,29% atau jika dikalikan dengan nilai TTB didapatkan selisih sebesar 1,59 dB(A).

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB V
# KESIMPULAN DAN SARAN

## 5.1 Kesimpulan

Berikut kesimpulan yang dapat diambil setelah melakukan penelitian ini, antara lain :

1. Pembuatan model muffler absoptif untuk dapat mereduksi bising dapat dengan membuat dimensi panjang, lebar dan tinggi muffler dinaikan, dimana hal tersebut dapat berefek meningkatnya nilai pressure drop yang dihasilkan yang beriringan dengan naiknya nilai Transmission Loss.
2. Rekomendasi model muffler pada genset memiliki tipe muffler straight-through abroptif dengan parameter lebar, panjang dan tinggi masing masing bernilai 0,5 m, 0,2 m, dan 0,7 m. Dengan material akustik yang terpasang adalah material glasswool bermassa jenis 16 kg/m3 dan material pembungkus muffler yaitu material fiberglass bermassa jenis 2000 kg/$m^3$.
3. Muffler yang dimodelkan mampu mereduksi bising sebesar 37 dB(A) pada genset, yang membuat kelima ruangan lingkungan genset yang diuji dapat mencukupi batas kebisingan pada lingkungan pendidikan serta menciptakan kenyamanan suara yaitu dengan rata-rata TTB yang diterima sebesar 30 dB(A). Lalu didapatkan nilai error rata-rata validasi muffler sebesar 5,29 %. Jika dikalikan dengan nilai TTB yang akan diterima oleh kelima kelas akan diproyeksikan menjadi bernilai 31,59 dB(A)

## 5.2 Saran

Terdapat saran yang didapat setelah melakukan penelitian ini, antara lain :

1. Sebaiknya dapat memvariasikan material dengan *desity* yang berbeda-beda untuk mendapatkan nilai TL yang lebih optimum.
2. Sebaiknya dapat memvariasikan jari-jari pipa berlubang sehingga selanjutnya dianalisa pengaruhnya terhadap nilai TL

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# DAFTAR PUSTAKA

Aniekan E., I., Ejiroghene Kelly, O. and Abdulsamad, G. (2017) 'Engineering Material Selection for Automotive Exhaust Systems Using CES Software', *International Journal of Engineering Technologies IJET*, 3(2), pp. 50–60. doi: 10.19072/ijet.282847.

Arquitectura, E. Y. *et al.* (2015), *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*, 53(9), pp. 1689–1699. Available at: http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/245180/245180.pdf%0Ahttps://hdl.handle.net/20.500.12380/245180%0Ahttp://dx.doi.org/10.1016/j.jsames.2011.03.003%0Ahttps://doi.org/10.1016/j.gr.2017.08.001%0Ahttp://dx.doi.org/10.1016/j.precamres.2014.12.

Chen, J. and Herrin, D. W. (2019) 'Description and validation of a muffler insertion loss flow rig', *INTER-NOISE 2019 MADRID - 48th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*.

Denia, F. D. *et al.* (2007) 'Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions', *Journal of Sound and Vibration*, 302(4–5), pp. 1000–1017. doi: 10.1016/j.jsv.2007.01.005.

Diniardi, E., Ramadhan, A. I. and Basri, H. (2016) 'Pengujian Desain Muffler Untuk Mengurangi Emisi Suara Pada Mesin Diesel', *Jurnal.Umj.*, (November), pp. 1–5.

Elsayed, A. *et al.* (2017) 'Investigation of baffle configuration effect on the performance of exhaust mufflers', *Case Studies in Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 10, pp. 86–94. doi: 10.1016/j.csite.2017.03.006.

'enHealth , 2018' (2018).

*Exhaust Silencers – Axces* (no date). Available at: https://www.axces.com/exhaust-silencers/ (Accessed: 11 August 2021).

Fu, J. *et al.* (2019) 'Muffler structure improvement based on acoustic finite element analysis', *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 38(2), pp. 415–426. doi: 10.1177/1461348418825200.

Fu, J. *et al.* (2021) 'Effects of structural parameters on transmission loss of diesel engine muffler and analysis of prominent structural parameters', *Applied Acoustics*. Elsevier Ltd, 173, p. 107686. doi: 10.1016/j.apacoust.2020.107686.

Gandolfo, R. and Koetse, M. (1996) 'No Title', 26(4), pp. 551–556.

Herrin, D. W. (2012) 'Types of Mufflers', pp. 1–9.

Kiran, K. and Ashtagi, Y. (2014) 'An Investigation on Shape Optimization of Pressurized Inlet Diffuser in Steam Vent Silencer By Using Computational Fluid Dynamics', *Int. Journal of Engineering Research and Applications, ISSN : 2248-9622*, 4(12), pp. 103–109.

Kulkarni, M. V and BIngle, D. (2018) 'Volume 5 I Issue 4 I Oct Ijrar', *International Journal of Research and Analytical Reviews*, 5(4), pp. 758–764. Available at: http://ijrar.com/.

Lee, J. W. (2015) 'Optimal topology of reactive muffler achieving target transmission loss values: Design and experiment', *Applied Acoustics*. Elsevier Ltd, 88, pp. 104–113. doi: 10.1016/j.apacoust.2014.08.005.

Mat Tahir, M. F. *et al.* (2018) 'The effect of thickness and density on the Acoustics properties of Ceiba pentandra natural fiber', *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 13(9), pp. 3214–3218.

Mujal, M. L. (1987) 'Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design.'

Munjal, M. L. (1990) 'Advances in the acoustics of flow ducts and mufflers', *Sadhana*, 15(2), pp. 57–72. doi: 10.1007/BF02760468.

Munson, B. R. *et al.* (2009) 'Elementary Fluid Dynamics - The Bernoulli Equation', *Fundamental of Fluids Mechanics*, pp. 93–146. Available at: http://civilcafe.weebly.com/uploads/2/8/9/8/28985467/fluid_mechanics.pdf.

Naikwad, S. *et al.* (2017) 'Design, assessment and optimization of automotive muffler', *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6(5), pp. 7384–7397. doi: 10.15680/IJIRSET.2017.0605016.

Ocument, G. U. D. *et al.* (2015) 'E Nvironmental N Oise S Urvey', 16, pp. 145–151.

Puspagarini, D. A. *et al.* (2019) 'Soundscape study of an urban campus park', *AIP Conference Proceedings*, 2088(March). doi: 10.1063/1.5095345.

Rajadurai, S. *et al.* (2014) 'International Journal of Recent Development in Engineering and Technology Materials for Automotive Exhaust System', *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, 2(3), pp. 82–89. Available at: http://www.ijrdet.com/files/Volume2Issue3/IJRDET_0314_12.pdf.

Sharma Neha (2017) 'Modelling of Low Frequency Muffler based on Acoustic Black Hole Effect Neha Lalit Kumar Sharma Modelling of Low Frequency Muffler based on Acoustic Black Hole Effect'.

Subagyo, R. *et al.* (2017) 'Mekanika fluida ii (hmkk431)'.

Venkataraman, D. B. and Raj, G. (2014) ‘Experimental Investigation and Performance Evaluation of Passive Noise Control Components’, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 03(09), pp. 16064–16071. doi: 10.15680/ijirset.2014.0309041.

Xiang, L. *et al.* (2017) ‘Study of multi-chamber micro-perforated muffler with adjustable transmission loss’, *Applied Acoustics*. Elsevier Ltd, 122, pp. 35–40. doi: 10.1016/j.apacoust.2017.01.034.

# LAMPIRAN

Lampiran 1. Source code pengolahan FFT pada MATLAB

```
[y1,fs]=audioread('Ruang T104.wav');
        t=linspace(0,length(y1)/fs,length(y1));

        y = y1(:,1);
z = y.';

        Nfft = 2^nextpow2(length(y));
        f=linspace(0,fs,Nfft);
        X1=abs(fft(y1,Nfft));
        plot(f(1:Nfft/2+1),X1(1:Nfft/2+1))
        xlabel('Frequency (Hz)');
        ylabel ('Amplitude');
        title ('FFT Spectrum');
xlim([0 1000])
```

Lampiran 2. *Datasheet* Genset yang Diuji

Genset yang dipakai adalah genset merk "Perkins" dengan tipe *Diesel Engine - elektropaK* dengan nomor seri 2806C-E18TAG1A

# Technical Data

## 2800 Series 2806C-E18TAG1A

Diesel Engine - ElectropaK

### Basic technical data

Number of cylinders ... 6
Cylinder arrangement ... Vertical, in line
Cycle ... 4 stroke, compression ignition
Induction system ... Turbocharged, air to air charge cooling
Compression ratio ... 14·5:1 Nominal
Bore ... 145 mm
Stroke ... 183 mm
Cubic capacity ... 18,13 litres
Direction of rotation ... Anti-clockwise viewed on flywheel
Firing order ... 1, 5, 3, 6, 2, 4
Cylinder 1 ... furthest from flywheel

### Total weight ElectropaK

-dry ... 2050 kg
-wet ... 2158 kg

### Overall dimensions

-height ... 1807,5 mm
-length ... 2545,0 mm
-width ... 1536,0 mm

### Moment of inertia (mk²)

-flywheel @ 1500 rev/min ... 4,74 kgm²
-engine @ 1500 rev/min ... 2,31 kgm
-flywheel @ 1800 rev/min ... 4,74 kgm²
-engine @ 1800 rev/min ... 2,70 kgm

### Performance

**Note:** All data based on operation to ISO 3046/1, BS5514 and DIN 6271standard reference conditions.

### Cyclic irregularity

for engine/flywheel maximum
1500 rev/min ... 0,0192
1800 rev/min ... 0,01163

### Ratings

Steady state speed stability at constant load ... ± 0·25%
Electrical ratings are based on average alternator efficiency and are for guidance only (0.8 power factor being used).

### Operating point

Engine speed ... 1500/1800 rev/min
Cooling water exit temp ... 88 - 103 °C

### Fuel data

To conform to ... BS2869 class A2 or BS EN590

### Noise

Estimated sound pressure levels:
1500 rev/min ... 105,3 dB(A)
1800 rev/min ... 108,0 dB(A)
**Note:** Noise level represents highest recorded at 1500 and 1800 rev/min respectively

### Test conditions

Air temperature ... 25 °C
Barometric pressure ... 100 kPa
Relative humidity ... 30%
Air inlet restriction at maximum power (nominal) ... 2,5 kPa
Exhaust back pressure at maximum power (nominal) ... 6,0 kPa
Fuel temperature (inlet pump) ... 40 °C

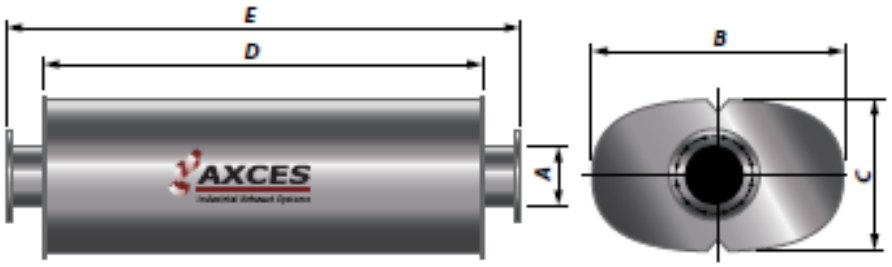
**Note:** If the engine is to operate in ambient conditions other than those of the test conditions, suitable adjustments must be made for these changes

Lampiran 3. *Datasheet* Muffler untuk Validasi

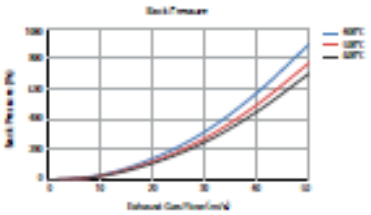
1. *Datasheet* Muffler Merk Axcel AOR-35

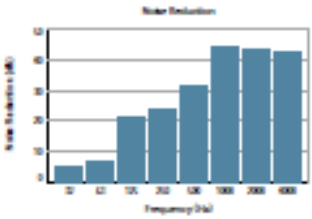
# TYPE AOR 35

*Damping level 35 dB(A)*
*without integrated Spark Arrestor*




| Article No. | A (inch) | NB (mm) | Pipe (mm) | B (mm) | C (mm) | D (mm) | E (mm) | Weight (kg) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 180100000020 | 2 | 50 | 60.3 | 280 | 150 | 750 | 900 | 20 |
| 180100000025 | 2.5 | 60 | 76.1 | 350 | 180 | 850 | 1000 | 30 |
| 180100000030 | 3 | 80 | 88.9 | 420 | 220 | 850 | 1000 | 40 |
| 180100000040 | 4 | 100 | 114.3 | 480 | 240 | 1270 | 1500 | 60 |
| 180100000050 | 5 | 125 | 139.7 | 535 | 270 | 1270 | 1500 | 80 |
| 180100000060 | 6 | 150 | 168.3 | 635 | 320 | 1500 | 1750 | 150 |
| 180100000080 | 8 | 200 | 219.1 | 750 | 375 | 1750 | 2000 | 200 |
| 180100000100 | 10 | 250 | 273.0 | 850 | 425 | 2250 | 2500 | 180 |
| 180100000120 | 12 | 300 | 323.9 | 1000 | 510 | 2500 | 2750 | 360 |
| 180100000140 | 14 | 350 | 355.6 | 1065 | 535 | 2750 | 3000 | 450 |
| 180100000160 | 16 | 400 | 406.4 | 1150 | 570 | 3000 | 3250 | 550 |
| 180100000180 | 18 | 450 | 457.2 | 1210 | 610 | 3250 | 3500 | 625 |
| 180100000200 | 20 | 500 | 508.0 | 1275 | 640 | 3500 | 3750 | 700 |





**Damping Of The Noise Level** ±35 dB(A).

**Damping Basics** of the silencers type AOR35 are according the reflection absorption principal.

**Spark Arrestor** The silencers type AOR35 are excluding an integrated Spark Arrestor.

**Mounting** The silencers type AOR35 can be installed both horizontal and vertical.

**Exhaust Gas Speed** Advised Exhaust Gas Speed between 20-50 m/s.

**Material** Silencers type AOR35 are produced out of Steel 37-2 (S235JRG2).

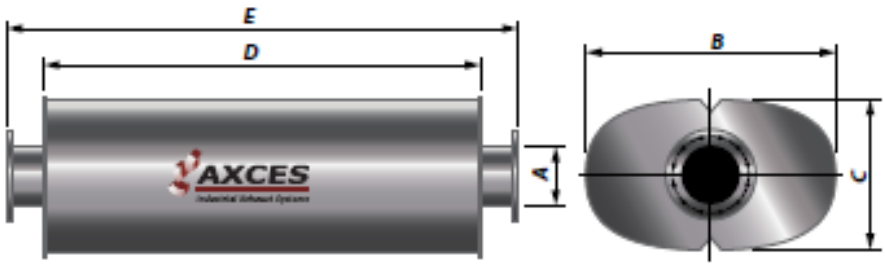
**Temperature** Maximum allowable temperature is 600°C.

**Custom Made** Axces silencers are also manufactured based on specific dimensions or client's requirements.

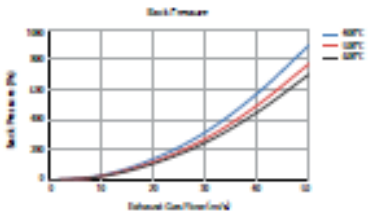
2. *Datasheet* Muffler Merk Axcel AOR-45

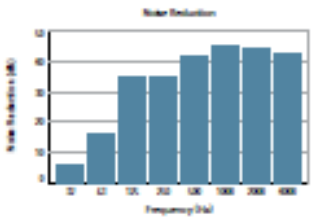
# TYPE AOR 45

*Damping level 45 dB(A)*
*without integrated Spark Arrestor*




| Article No. | A (inch) | NB (mm) | Pipe (mm) | B (mm) | C (mm) | D (mm) | E (mm) | Weight (kg) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 180210000020 | 2" | 50 | 60.3 | 420 | 220 | 850 | 1000 | 45 |
| 180210000025 | 2.5" | 60 | 76.1 | 480 | 240 | 1250 | 1500 | 68 |
| 180210000030 | 3" | 80 | 88.9 | 510 | 260 | 1250 | 1500 | 80 |
| 180210000040 | 4" | 100 | 114.3 | 635 | 320 | 1500 | 1750 | 130 |
| 180210000050 | 5" | 125 | 139.7 | 635 | 320 | 1500 | 1750 | 145 |
| 180210000060 | 6" | 150 | 168.3 | 750 | 375 | 2250 | 2500 | 225 |
| 180210000080 | 8" | 200 | 219.1 | 875 | 440 | 2250 | 2500 | 300 |
| 180210000100 | 10" | 250 | 273.0 | 1150 | 570 | 2750 | 3000 | 510 |
| 180210000120 | 12" | 300 | 323.9 | 1210 | 610 | 3000 | 3250 | 610 |
| 180210000140 | 14" | 350 | 355.6 | 1275 | 640 | 3500 | 3750 | 750 |
| 180210000160 | 16" | 400 | 406.4 | 1410 | 705 | 4000 | 4250 | 1100 |
| 180210000180 | 18" | 450 | 457.2 | 1605 | 805 | 4500 | 4750 | 1460 |
| 180210000200 | 20" | 500 | 508.0 | 1725 | 865 | 5000 | 5250 | 1800 |





**Damping Of The Noise Level** ±45 dB(A).

**Damping Basics** of the silencers type AOR45 are according the reflection absorption principal.

**Spark Arrestor** The silencers type AOR45 are excluding an integrated Spark Arrestor.

**Mounting** The silencers type AOR45 can be installed both horizontal and vertical.

**Exhaust Gas Speed** Advised Exhaust Gas Speed between 20-50 m/s.

**Material** Silencers type AOR45 are produced out of Steel 37-2 (S235JRG2).

**Temperature** Maximum allowable temperature is 600°C.

**Custom Made** Axces silencers are also manufactured based on specific dimensions or client's requirements.

3. *Datasheet* Muffler Merk Maxim MR42

## MR42 OVERVIEW

The MR42 is engineered to provide a hospital grade attenuation while minimizing space usage. It is designed specifically for enclosures and marine applications where silencer height is critical. Dual inlets and other custom designs can be easily incorporated. Design not only reduces surface temperature, but also radiated noise.

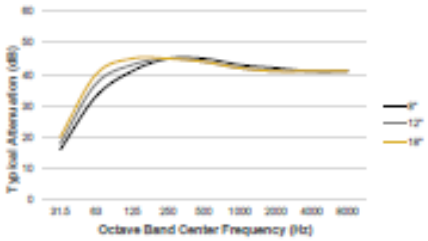
Typical Applications: Enclosures, as well as marine engines.

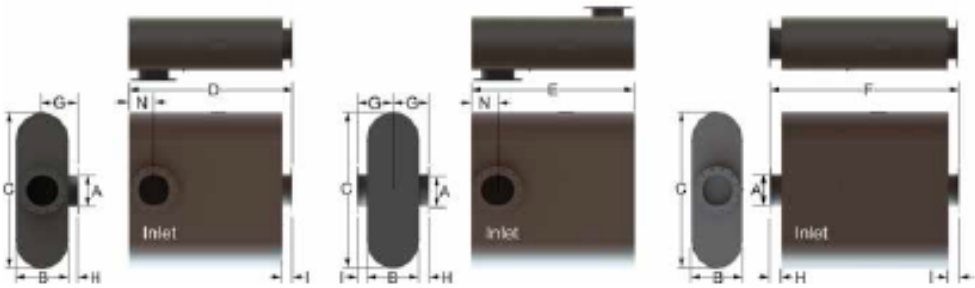
## FEATURES

- Low surface temperature design
- Heavy duty, welded construction
- ANSI drilled 125/150 lb. flanges on inlet and outlet
- High-temperature, prime coated black finish
- 2" thick internal insulation within double wall construction

## OPTIONS / ACCESSORIES

- Stainless steel construction: 304 or 316
- Custom inlet/outlet size, location and multiple orientations available
- Support brackets
- Special paints and finishes available
- 1" internal insulation available
- Lift lugs
- Complete range of exhaust accessories




Type 1
SIEO (Side In-End Out)

Type 2
SISO (Side In-Side Out)

Type 3
EIEO (End In-End Out)

| MR42 Part No.* | Size / ØA | B | C | D | E | F | N Min | N Max | G | H and I | Est Wt w/ brackets |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| MR42-4 | 4 | 11 | 34 | 38 | 34 | 42 | 6 | 11 | 9.5 | 4 | 283 |
| MR42-5 | 5 | 12 | 34 | 38 | 34 | 42 | 6.5 | 18 | 10 | 4 | 299 |
| MR42-6 | 6 | 13 | 38 | 42 | 38 | 46 | 7 | 20 | 10.5 | 4 | 374 |
| MR42-8 | 8 | 15 | 52 | 56 | 52 | 60 | 8 | 28 | 11.5 | 4 | 729 |
| MR42-10 | 10 | 18 | 59 | 63 | 59 | 67 | 9 | 31 | 13 | 4 | 950 |
| MR42-12 | 12 | 21 | 70 | 74 | 70 | 78 | 10 | 38 | 14.5 | 4 | 1568 |
| MR42-14 | 14 | 24 | 70 | 74 | 70 | 78 | 11 | 37 | 16 | 4 | 1674 |
| MR42-16 | 16 | 28 | 75 | 80 | 76 | 84 | 12 | 40 | 18 | 4 | 2044 |
| MR42-18 | 18 | 30 | 86 | 92 | 88 | 96 | 14 | 47 | 19 | 4 | 2623 |
| MR42-20 | 20 | 34 | 92 | 98 | 94 | 102 | 15 | 50 | 21 | 4 | 3054 |

4. *Datasheet* Muffler Merk Maxim MR62

## MR62 OVERVIEW

The MR62 is engineered to provide an extreme grade attenuation while minimizing space usage. It is designed specifically for enclosures and marine applications where silencer height is critical. Dual inlets and other custom designs can be easily incorporated. Design not only reduces surface temperature, but also radiated noise.

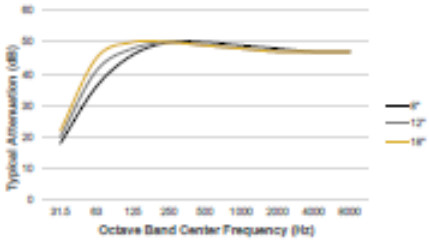
Typical Applications: Enclosures, as well as marine engines.

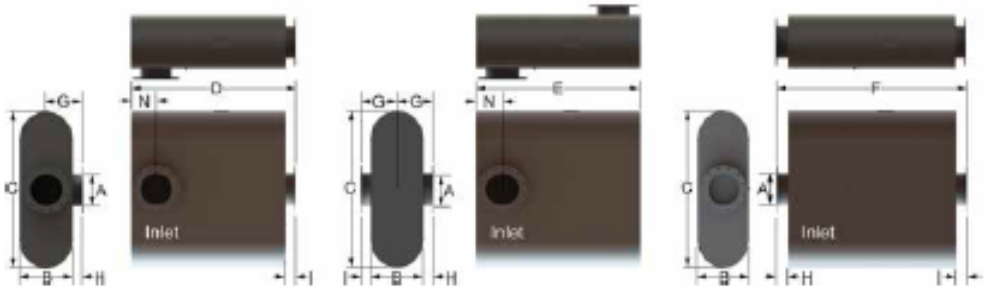
## FEATURES

- Low surface temperature design
- Heavy duty, welded construction
- ANSI drilled 125/150 lb. flanges on inlet and outlet
- High-temperature, prime coated black finish
- 2" thick internal insulation within double wall construction
- Lift lugs

## OPTIONS / ACCESSORIES

- Stainless steel construction: 304 or 316
- Custom inlet/outlet size, location and multiple orientations available
- Support brackets
- Special paints and finishes available
- 1" internal insulation available
- Lift lugs
- Complete range of exhaust accessories




Type 1
SIEO (Side In-End Out)

Type 2
SISO (Side In-Side Out)

Type 3
EIEO (End In-End Out)

| MR62 Part No.* | Size / ØA | B | C | D | E | F | N Min | N Max | G | H and I | Est Wt w/ brackets |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| MR62-4 | 4 | 12 | 38 | 66 | 62 | 70 | 8 | 18 | 10 | 4 | 512 |
| MR62-5 | 5 | 13 | 40 | 66 | 62 | 70 | 9 | 18 | 10.5 | 4 | 554 |
| MR62-6 | 6 | 14 | 42 | 78 | 74 | 82 | 9 | 22 | 11 | 4 | 703 |
| MR62-8 | 8 | 16 | 62 | 102 | 98 | 106 | 10 | 31 | 12 | 4 | 1473 |
| MR62-10 | 10 | 18 | 70 | 108 | 104 | 112 | 11 | 32 | 13 | 4 | 1795 |
| MR62-12 | 12 | 22 | 74 | 120 | 116 | 124 | 12 | 36 | 15 | 4 | 2598 |
| MR62-14 | 14 | 28 | 78 | 120 | 116 | 124 | 13 | 35 | 18 | 4 | 2971 |
| MR62-16 | 16 | 32 | 82 | 126 | 122 | 130 | 14 | 36 | 20 | 4 | 3411 |
| MR62-18 | 18 | 34 | 92 | 150 | 146 | 154 | 15 | 45 | 21 | 4 | 4400 |
| MR62-20 | 20 | 36 | 96 | 150 | 146 | 154 | 16 | 44 | 22 | 4 | 4685 |

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BIODATA PENULIS

**Hilmi Ahmad Muzakky** merupakan nama lengkap penulis. Penulis dilahirkan di kota Kediri, Jawa Timur pada tanggal 2 Maret 2000 sebagai anak pertama dari dua bersaudara pasangan Kurniawan Supriyadi dan Titik Purwanti. Penulis telah menyelesaikan Pendidikan formal di SDN Anggaswangi 1 (2005 – 2011), SMP Negeri 2 Sidoarjo (2011 – 2014), SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo (2014 – 2017), selanjutnya melanjutkan program Sarjana di Departemen Teknik Fisika ITS pada tahun 2017 – 2021. Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif sebagai asisten peneliti di Laboratorium Vibrasi dan Akustik, Departemen Teknik Fisika ITS, penulis juga aktif dalam berorganisasi di Lembaga Dakwah Kampus yaitu Jamaah Masjid Manarul Ilmi ITS sebagai pengurus di bidang enterpreneurship. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, dan atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai topik penelitian penulis, dapat menghubungi penulis melalui email ahmadmuzakky@ymail atau hilmi.17023@mhs.its.ac.id