

TUGAS AKHIR - SF234801

**SIMULASI DAN ANALISIS PENGARUH PARAMETER  
GEOMETRI *MICRO PERFORATED PANEL* (MPP)  
TERHADAP KEMAMPUAN PENYERAPAN SUARA DAN  
*SOUND TRANSMISSION LOSS* PADA FREKUENSI  
RENDAH**

**FARHAN ALY HASBI**

NRP 5001201089

Dosen Pembimbing

**Dr. Suyatno, M.Si.**

NIP 197606202002121004

**Program Studi Sarjana**

Departemen Fisika

Fakultas Sains dan Analitika Data

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



TUGAS AKHIR - SF234801

**SIMULASI DAN ANALISIS PENGARUH PARAMETER  
GEOMETRI *MICRO PERFORATED PANEL* (MPP)  
TERHADAP KEMAMPUAN PENYERAPAN SUARA DAN  
*SOUND TRANSMISSION LOSS* PADA FREKUENSI  
RENDAH**

**FARHAN ALY HASBI**

NRP 5001201089

Dosen Pembimbing

**Dr. Suyatno, M.Si.**

NIP 197606202002121004

**Program Studi Sarjana**

Departemen Fisika

Fakultas Sains dan Analitika Data

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



**FINAL PROJECT - SF234801**

**SIMULATION AND ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF  
MICRO PERFORATED PANEL (MPP) GEOMETRIC  
PARAMETERS ON SOUND ABSORPTION COEFFICIENT  
AND SOUND TRANSMISSION LOSS AT LOW  
FREQUENCIES**

**FARHAN ALY HASBI**

**NRP 5001201089**

Advisor

**Dr. Suyatno, M.Si**

**NIP 197606202002121004**

**Bachelor Program**

Department of Physics

Faculty of Science and Data Analytics

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024

## LEMBAR PENGESAHAN

### SIMULASI DAN ANALISIS PENGARUH PARAMETER GEOMETRI *MICRO PERFORATED PANEL (MPP)* TERHADAP KEMAMPUAN PENYERAPAN SUARA DAN *SOUND TRANSMISSION LOSS* PADA FREKUENSI RENDAH

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Sains pada  
Program Studi S-1 Fisika  
Departemen Fisika  
Fakultas Sains dan Analitika Data  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : FARHAN ALY HASBI

NRP. 5001201089

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Suyatno, M.Si

Pembimbing

(  )

2. Drs. Gontjang Prajitno, M.Si.

Penguji

(  )

3. Iim Fatimah, M.Si.

Penguji

(  )



## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:


Nama mahasiswa / NRP : Farhan Aly Hasbi / 5001201089  
Departemen : Fisika  
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Suyatno, M.Si. / 197606202002121004

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Simulasi dan Analisis Pengaruh Parameter Geometri *Micro Perforated Panel* (MPP) terhadap Kemampuan Penyerapan Suara dan *Sound Transmission Loss* pada Frekuensi Rendah” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.


Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 10 Juli 2024

Mengetahui  
Dosen Pembimbing

  
Dr. Suyatno, M.Si  
NIP. 197606202002121004

Mahasiswa

  
Farhan Aly Hasbi  
NRP. 5001201089

## ABSTRAK

### SIMULASI DAN ANALISIS PENGARUH PARAMETER GEOMETRI *MICRO PERFORATED PANEL* (MPP) TERHADAP KEMAMPUAN PENYERAPAN SUARA DAN *SOUND TRANSMISSION LOSS* PADA FREKUENSI RENDAH

Nama Mahasiswa / NRP : Farhan Aly Hasbi / 5001201089  
Departemen : Fisika FSAD - ITS  
Dosen Pembimbing : Dr. Suyatno, M.Si.

#### Abstrak

Kebisingan pada frekuensi rendah memiliki karakteristik panjang gelombang yang besar sehingga sulit bagi material penyerap suara untuk mereduksi energi suaranya. Material berpori cenderung efektif pada rentang frekuensi menengah hingga tinggi serta kurang baik bagi kesehatan. *Micro perforated panel* diajukan pada penelitian ini sebagai media untuk membantu mengatasi kebisingan frekuensi rendah dengan kemampuan pengaturan frekuensi target penyerapan yang presisi dengan perubahan parameter geometri MPP. Namun, MPP saat ini masih sangat jarang digunakan karena kemampuan penyerapan suaranya yang sangat sempit pada area frekuensi resonansinya saja. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh perubahan parameter geometri MPP terhadap kinerja penyerapan suara ( $\alpha$ ) dan *sound transmission loss* pada frekuensi rendah serta mendesain konfigurasi MPP yang memiliki kemampuan penyerapan suara lebih lebar. Proses tersebut ditempuh menggunakan perangkat lunak ANSYS 2024 R2 dan AFMG Soundflow. Didapatkan bahwa peningkatan diameter lubang perforasi membuat frekuensi resonansi lebih tinggi dan kenaikan koefisien penyerapan suara ( $\alpha$ ). Peningkatan jarak perforasi dan penambahan ketebalan panel menghasilkan penurunan frekuensi resonansi dan penurunan nilai  $\alpha$ . Sedangkan, peningkatan kedalaman rongga udara menghasilkan penurunan frekuensi resonansi namun tidak signifikan mengubah nilai  $\alpha$ . Pada aspek STL, peningkatan ketebalan panel, pengurangan ukuran diameter, serta peningkatan jarak perforasi terbukti meningkatkan kinerja STL. Kinerja STL terbaik diperoleh pada konfigurasi  $d=0,4$  mm,  $b=10$  mm, serta  $t=2,5$  mm dengan rentang STL 20 dB – 40,54 dB pada frekuensi 63 – 4000 Hz. Didapatkan pemahaman bahwa konfigurasi *multi-layer* MPP dapat memperluas frekuensi penyerapan suara MPP dengan mode *triple-layer* MPP (MLMPP3) yang disusun secara seri berhasil menciptakan 3 puncak penyerapan suara pada frekuensi 250 Hz, 600 Hz, dan 850 Hz dengan masing-masing koefisien penyerapan suara bernilai 99,6%, 90,67%, dan 97,9%.

**Kata kunci:** *ANSYS Workbench, Koefisien Penyerapan Suara, Micro Perforated Panel, Sound Transmission Loss*

## ABSTRACT

### SIMULATION AND ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF MICRO PERFORATED PANEL (MPP) GEOMETRIC PARAMETERS ON SOUND ABSORPTION COEFFICIENT AND SOUND TRANSMISSION LOSS AT LOW FREQUENCIES

**Student Name / NRP** : Farhan Aly Hasbi / 5001201089  
**Department** : Fisika FSAD - ITS  
**Advisor** : Dr. Suyatno, M.Si.

#### Abstract

Noise at low frequencies has the characteristics of a large wavelength, making it difficult for sound-absorbing materials to reduce the sound energy. Porous materials tend to be effective at medium to high frequencies and ranges that are less good for health. Micro perforated panels are present in this research as a medium to help overcome low frequency interference with the ability to precisely regulate frequency by changing the geometric parameters of the MPP. However, MPP is currently very rarely used because its sound absorption capability is very narrow only in the resonant frequency area. This research wants to study the effect of changing MPP geometric parameters on sound absorption coefficient (SAC) performance and sound transmission loss at low frequencies and to design an MPP configuration that has wider sound absorption capabilities. This process was carried out using ANSYS 2024 R2 and AFMG Soundflow software. It was found that increasing the diameter of the perforation hole made the resonance frequency higher and the sound absorption coefficient ( $\alpha$ ) increased. Increasing the perforation distance and increasing the panel thickness resulted in a decrease in the resonance frequency and a decrease in the  $\alpha$  value. Meanwhile, increasing the depth of the air cavity resulted in a decrease in the resonance frequency but did not significantly change the  $\alpha$  value. In the STL aspect, increasing panel thickness, reducing diameter size, and increasing perforation distance are proven to improve STL performance. The best STL performance was obtained in the configuration  $d=0,4$  mm,  $b=10$  mm, and  $t=2,5$  mm with an STL range of 20 dB – 40.54 dB at a frequency of 63 – 4000 Hz. It is understood that the multi layer MPP configuration can increase the sound absorption frequency of the MPP with the triple layer MPP mode (MLMPP3) arranged in series successfully creating 3 sound absorption peaks at 250 Hz, 600 Hz and 850 Hz with each sound absorption coefficient of 99,6%, 90,67%, and 97,9%.

**Keywords:** *ANSYS Workbench, Micro Perforated Panel, Sound Absorption Coefficient, Sound Transmission Loss*

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah. Puji syukur Penulis panjatkan kepada Allah SWT atas beribu limpahan rahmat-Nya, petunjuk-Nya, serta hidayah-Nya sehingga Penulis dapat menyelesaikan tugas akhir di Departemen Fisika Fakultas Sains dan Analitika Data ITS dengan judul “Simulasi dan Analisis Pengaruh Parameter Geometri *Micro Perforated Panel* (MPP) terhadap Kemampuan Penyerapan Suara dan *Sound Transmission Loss* pada Frekuensi Rendah”. terselesaikannya proposal skripsi ini tidak dapat diraih secara optimal tanpa adanya bantuan dan juga bimbingan dari berbagai pihak. Sehubungan dengan hal tersebut, Penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih kepada:

1. Bapak, Ibuk, Adik Alayya, Adik Akhid, yang selalu mendoakan Penulis serta mendukung baik secara moral maupun materiil dalam penyelesaian tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Gatut Yudhoyono, M.Si. selaku Kepala Departemen Fisika ITS serta Bapak Dr.rer.nat Bintoro Anang Subagyo selaku Sekretaris Departemen Fisika yang telah memberikan pembekalan selama menjadi mahasiswa Fisika ITS.
3. Bapak Dr. Suyatno, M.Si selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan pencerdasan serta kritik dan masukan atas dasar perubahan, sehingga Penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik dan tepat waktu.
4. Bapak Dr. Heru Sukanto, M.Si. selaku dosen wali Penulis yang senantiasa memberikan pengarahannya serta masukan yang membangun, sehingga mendorong Penulis menjadi seseorang yang terus bertumbuh selama berkuliah di Departemen Fisika ITS.
5. Mas Mehdi Al Mahdani selaku kakak tingkat Penulis dari Fisika 2019 yang senantiasa dapat Penulis jadikan tempat berkonsultasi selama di perkuliahan terlebih ketika pengerjaan tugas akhir.
6. Teman-teman E15 ITS TV serta rekan-rekan kerja Penulis di ITS TV, mulai dari E16, E17, E18 yang senantiasa memberikan dukungan penuh sehingga Penulis selalu berbahagia ketika berkunjung ke kantor dan mengerjakan tugas akhir.
7. Mas Wachyu Hidayat dan Bapak Dr. Rahmatsyam Lakoro, S.Sn, M.T. yang senantiasa merangkul Penulis selama masa kerjanya dahulu di ITS TV sebagai punggawa ITS Media Center. Terima kasih telah memberikan kesempatan bagi Penulis untuk tumbuh dan berkembang bersama Unit Komunikasi Publik ITS.
8. Rekan-rekan Penulis dari Fisika 2020 Regulus, terkhusus Fathan, Pram, Toby, yang telah menjadi teman baik Penulis selama berkuliah di Fisika ITS.
9. Rekan-rekan Laboratorium Instrumentasi Akustik, terkhusus Sabda, Fauzan, Anin, Arfielda, Naufal, dan Raja, yang telah kuat dan saling menguatkan serta rela membantu satu sama lain.
10. Pihak-pihak lain yang tidak dapat saya sebutkan namanya, yang telah membersamai Penulis sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.



Berkat bantuan dari pihak-pihak tersebut, Penulis dapat terus berbahagia dan penuh dengan motivasi untuk membuat kemajuan setiap hari selama masa pengerjaan tugas akhir. Penulis menyadari bahwasanya terdapat banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini karena keterbatasan pengetahuan dan wawasan Penulis, sehingga Penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak untuk terus berubah dan bertumbuh menjadi pribadi yang lebih baik di masa mendatang.

Surabaya, Juli 2024

Penulis

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR SIMBOL	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	14
1.1 Latar Belakang	14
1.2 Rumusan Masalah	15
1.3 Batasan Masalah	15
1.4 Tujuan	16
1.5 Manfaat	16
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	17
2.1 Hasil Penelitian Terdahulu	17
2.2 Karakteristik Gelombang Bunyi	18
2.3 Propagasi Suara	19
2.3.1 Penyerapan ( <i>Absorption</i> )	19
2.3.2 Pemantulan Bunyi ( <i>Reflection</i> )	20
2.3.3 Penguraian ( <i>Diffraction</i> ) dan Penyebaran Bunyi ( <i>Diffusion</i> )	21
2.4 Kebisingan	21
2.5 Mekanisme Penyerapan pada Bahan	21
2.5.1 Mekanisme Proses <i>Viscous Thermal</i>	22
2.5.2 Mekanisme Proses Resonansi	23
2.6 <i>Helmholtz Resonator</i>	24
2.7 <i>Micro Perforated Panel (MPP)</i>	26
2.8 Metode Pengukuran Kemampuan Penyerapan Bahan	28
2.8.1 Metode Tabung Impedansi ( <i>Impedance Tube Method</i> )	28
2.8.2 Metode Ruang Dengung ( <i>Reverberation Room Method</i> )	29
	vii

2.8.3	Metode Pengukuran Ruang Bebas ( <i>Two-Microphone Free Field Measurement</i> )	30
BAB 3	METODOLOGI	32
3.1	Metode yang digunakan	32
3.2	Desain Penelitian	32
3.3	Parameter Penelitian	32
3.3.1	Parameter Kontrol	33
3.3.2	Parameter Variasi Geometri	34
3.3.3	Parameter Variasi <i>Multi-Layer</i> MPP	34
3.4	Pembuatan Model Geometris MPP	35
3.5	Pengaturan Simulasi Penyerapan Suara ( $\alpha$ ) dan <i>Sound Transmission Loss</i> (STL)	37
3.5.1	Detail Proses Simulasi dengan AFMG Soundflow	37
3.5.2	Detail Proses Simulasi dengan ANSYS Workbench 2024	38
3.6	Pasca Pemrosesan dan Persiapan Analisis Data	41
3.7	Bahan dan Peralatan yang Digunakan	41
3.7.1	Peralatan yang Digunakan	42
3.8	Urutan Pelaksanaan Penelitian	43
BAB 4	Hasil dan Pembahasan	44
4.1	Hasil Penelitian	44
4.1.1	Analisis Pengaruh Parameter Geometri MPP terhadap Kemampuan Penyerapan Suara ( $\alpha$ )	44
4.1.2	Analisis Pengaruh Parameter Geometri MPP terhadap <i>Sound Transmission Loss</i> (STL)	53
4.1.3	Analisis Pengaruh Konfigurasi <i>Multi-Layer</i> MPP terhadap Kinerja Penyerapan Suara ( $\alpha$ )	57
4.2	Pembahasan	61
4.2.1	Pengaruh Parameter Geometri <i>Micro Perforated Panel</i>	61
4.2.2	Mekanisme Disipasi Energi pada <i>Thermoviscous Loss</i>	64
4.2.3	Pengaruh Konfigurasi <i>Multi-Layer Micro Perforated Panel</i> (MLMPP)	65
BAB 5	Kesimpulan dan Saran	67
5.1	Kesimpulan	67
5.2	Saran	67
	DAFTAR PUSTAKA	68
	LAMPIRAN	71

Lampiran A. Tabel Nilai <i>Sound Transmission Loss</i> Parameter Diameter Perforasi (d)	71
Lampiran B. Tabel Nilai <i>Sound Transmission Loss</i> Parameter Jarak antar Diameter Perforasi (b)	71
Lampiran C. Tabel Nilai <i>Sound Transmission Loss</i> Parameter Ketebalan Panel (t)	72
Lampiran D. Tabel Nilai <i>Sound Transmission Loss</i> Parameter Kedalaman Rongga Udara (D)	73
Lampiran E. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Diameter Perforasi (d)	74
Lampiran F. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Jarak antar Diameter Perforasi (b)	75
Lampiran G. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Ketebalan Panel (t)	76
Lampiran H. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Kedalaman Rongga Udara (D)	77
Lampiran I. Perhitungan Frekuensi Resonansi	78
BIODATA PENULIS	79

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Mekanisme Penyerapan Suara pada 2 Medium .....	19
Gambar 2.2 Pengaruh <i>Boundary Layer</i> pada Aliran Fluida (Glenn Research Center, 2021) .....	22
Gambar 2.3 Skema Penyerap Suara dengan Formasi <i>Panel Absorber</i> (Cox & D'Antonio, 2005).....	23
Gambar 2.4 Skema Helmholtz <i>Resonator</i> (Andreas & Anthony, 2014) .....	24
Gambar 2.5 Parameter Geometri pada <i>Micro Perforated Panel</i> (MPP) (Qian et al., 2013) .....	26
Gambar 2.6 Visualisasi <i>End Correction</i> yang Disusun oleh Maa (Andreas & Anthony, 2014).....	27
Gambar 2.7 Skema Tabung Impedansi dengan Metode <i>Transfer Function</i> (Cox & D'Antonio, 2005) .....	29
Gambar 2.8 Setup Pengukuran Koefisien Penyerapan Suara .....	31
Gambar 3.1 Representasi Skematis dari Panel MPP Tunggal .....	33
Gambar 3.2 Diagram Skematis untuk Multi-Layer MPP. a Single-Layer MPP (MLMPP1), .....	34
Gambar 3.3 Pengaturan ANSYS Workbench dengan Modul <i>Harmonic Acoustics</i> .....	35
Gambar 3.4 Skema Model MPP Tampak Depan dan Samping dengan Wilayah.....	36
Gambar 3.5 Tampilan Geometri Model Unit Sel MPP.....	36
Gambar 3.6 Model 3D untuk MPP <i>Multi-Layer</i> variasi MLMPP3 .....	37
Gambar 3.7 Susunan Sampel MLMPP3 pada AFMG Soundflow .....	38
Gambar 3.8 Pengaturan Nilai Masukan Parameter Geometri pada MPP .....	38
Gambar 3.9 Properti Material Udara yang Digunakan pada Penelitian.....	39
Gambar 3.10 Hasil Proses <i>Meshing</i> pada Sampel MLMPP3 .....	39
Gambar 3.11 Pengaturan Kondisi Batas dan Penentuan <i>Solutions</i> .....	41
Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian Pengaruh Parameter Geometri <i>Micro Perforated Panel</i> pada Kemampuan Penyerapan Suara dan STL .....	43
Gambar 4.1 Nilai Koefisien Penyerapan Suara pada Variasi Diameter Perforasi (d) .....	44
Gambar 4.2 Nilai Koefisien Penyerapan Suara pada Variasi Diameter Perforasi (d) Hasil Simulasi AFMG Soundflow .....	45
Gambar 4.3 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di $d=1$ mm dan 315 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s) ..	46
Gambar 4.4 Pengaruh Perubahan Parameter Jarak antar Perforasi pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada simulasi (a) ANSYS (b) AFMG Soundflow.....	47
Gambar 4.5 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di $b=8$ mm dan 512 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s) ..	49
Gambar 4.6 Pengaruh Perubahan Parameter Ketebalan Panel (t) pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada Simulasi (kiri) ANSYS dan (kanan) AFMG Soundflow ...	49
Gambar 4.7 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di $t=5$ mm dan 250 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s) ..	51

Gambar 4.8 Pengaruh Perubahan Parameter Kedalaman Rongga Udara atau <i>cavity depth</i> (D) pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada Simulasi (a) ANSYS (b) AFMG Soundflow.....	52
Gambar 4.9 Pengaruh Perubahan Parameter Diameter Perforasi (d) pada MPP terhadap <i>Sound Transmission Loss</i> (STL) .....	53
Gambar 4.10 Pengaruh Perubahan Parameter Jarak antar Perforasi (b) pada MPP terhadap <i>Sound Transmission Loss</i> (STL) .....	54
Gambar 4.11 Pengaruh Perubahan Parameter Ketebalan Panel (t) pada MPP terhadap <i>Sound Transmission Loss</i> (STL) .....	55
Gambar 4.12 Pengaruh Perubahan Parameter Kedalaman Rongga Udara di Belakang MPP terhadap <i>Sound Transmission Loss</i> (STL) .....	56
Gambar 4.13 Kinerja Penyerapan Suara pada MLMPP (a) <i>Single-Layer</i> (MLMPP 1), (b) <i>Double-Layer</i> (MLMPP 2), (c) <i>Triple-Layer</i> (MLMPP3) .....	58
Gambar 4.14 Prediksi Koefisien Penyerapan Suara pada 3 Variasi <i>Multi-Layer</i> MPP .....	59
Gambar 4.15 Analisis Persebaran (a) <i>Acoustic Pressure</i> , (b) <i>Sound Pressure Level</i> , (c) <i>Acoustic Total Velocity</i> pada Frekuensi Resonansi 940 Hz pada MLMPP3 .....	61
Gambar 4.16 Perbandingan Hasil FEM <i>Thermoviscous Loss</i> di MPP untuk Frekuensi Resonansi 400 Hz (atas) dan non-Resonansi 900 Hz (bawah) pada d=1 mm.....	64
Gambar 4.17 Detail Frekuensi Resonansi pada <i>Double-Layer</i> MPP.....	65

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hasil Penelitian Terdahulu tentang <i>Micro Perforated Panel</i> .....	17
Tabel 3.1 Parameter Kontrol yang Digunakan Pada Penelitian Ini .....	33
Tabel 3.2 Parameter Variasi yang Digunakan Pada Penelitian Ini .....	34
Tabel 3.3 Struktur Sampel Multi-Layer MPP .....	34
Tabel 3.4 Bahan dan Peralatan yang Digunakan Selama Penelitian .....	42
Tabel 4.1 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Diameter Perforasi Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow .....	46
Tabel 4.2 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Jarak Antar Perforasi Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow .....	48
Tabel 4.3 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Ketebalan Panel Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow .....	50
Tabel 4.4 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Kedalaman Rongga Udara Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow .....	52
Tabel 4.5 Desain Struktur Penyerap <i>Multi-Layer</i> MPP (MLMPP) .....	57

## DAFTAR SIMBOL

$\alpha$	Koefisien penyerapan suara
$\tau$	Koefisien transmisi suara
$d$	Diameter Perforasi
$b$	Jarak antar perforasi
$D$	Kedalaman rongga udara
$t$	Ketebalan panel
$\sigma$	Persen Perforasi



# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Selama beberapa tahun terakhir, topik mengenai pengendalian kebisingan suara telah menjadi sesuatu yang hangat dibahas di kalangan peneliti. Hal ini disebabkan karena kebisingan merupakan masalah krusial yang sangat memengaruhi kenyamanan pengguna, bahkan berpotensi mengurangi kemampuan pendengaran secara fatal (Seidman & Standing, 2010). Sumber kebisingan yang ada pun beragam. Seringnya, sumber tersebut berasal dari deru mesin, kegiatan mobilisasi transportasi, atau aktivitas manusia yang memiliki kecenderungan lebih dominan di frekuensi rendah (Wen et al., 2019). Kemampuan material peredam konvensional seperti *porous absorber* sangat terbatas pada frekuensi rendah. Sulit bagi panel *porous absorber* meredam suara frekuensi rendah karena tingginya panjang gelombang yang dimiliki yang membuat energi suara masih dapat lolos. Berbeda dengan frekuensi rendah, frekuensi tinggi lebih mudah untuk dikontrol. Terlebih, hukum massa menyatakan bahwa peningkatan nilai frekuensi sejalan dengan peningkatan nilai pengurangan kebisingan (Gardonio & Turco, 2019). Hukum massa juga menyatakan bahwa diperlukan penggandaan ketebalan *porous absorber* untuk mengurangi kebisingan di frekuensi rendah sebesar 6 dB sehingga diperlukan biaya produksi lebih tinggi untuk sekadar meredam suara frekuensi rendah (Wu et al., 2021).

Untuk mengatasi kekurangan yang dimiliki oleh material peredam suara konvensional, studi mengenai *Micro Perforated Panel* (MPP) dilakukan sebagai solusi alternatif pengganti material berpori untuk menjadi penyerap suara. MPP memanfaatkan panel tipis dengan lubang-lubang berukuran sub-milimeter (0,1 mm hingga 1 mm) yang dirancang untuk menyerap energi suara pada rentang frekuensi rendah. Dah You Maa memformulasikan MPP dari mekanisme Helmholtz *resonator* dan menghasilkan mekanisme penyerapan suara pada rentang frekuensi yang sempit tidak seperti material berpori (Maa, 1998; Prasetyo et al., 2016). Penelitian-penelitian selanjutnya pun terus dilakukan untuk meningkatkan performa dari MPP, misalnya dengan menggabungkan antara MPP dengan material berpori dan sistem MPP *multi-layer* dengan gabungan perforasi yang berbeda. Kedua inovasi ini menghasilkan kurva penyerapan suara pada rentang frekuensi yang lebih lebar hingga 4 oktaf dengan performa penyerapan suara lebih dari 0.85 (Qian et al., 2013).

Dari banyaknya pilihan material penyerap suara, faktor estetika berperan secara krusial sebagai daya tarik. Dibanding material penyerap suara lainnya, *perforated* dan *micro-perforated panel* menawarkan kelebihan dari aspek estetika dan perlakuan akustiknya (Pan & Martellotta, 2020). Dari aspek estetika, MPP memungkinkan terjaganya kontak visual yang baik terhadap interior, terutama pada ruang modern seperti restoran, kantor, pusat pelayanan pelanggan, hingga transportasi, sehingga tidak terlalu mengganggu aspek arsitektural (Pan & Martellotta, 2020). Dari aspek akustik, MPP memiliki kemudahan penyetelan (*tunable*) frekuensi targetnya sesuai dengan keperluan. Normalnya, MPP diletakkan di depan permukaan *rigid* dengan rongga udara di antaranya, sehingga membentuk rangkaian resonator Helmholtz secara paralel (Cox & D'Antonio, 2005). Penyerapan suara yang terjadi di MPP didominasi akibat gesekan antara energi suara dengan lubang-lubang kecil pada panel serta impedansi spesifik akustik udara di lubang dan rongga udara MPP, sehingga terjadi disipasi energi menjadi panas (*thermoviscous loss*). Aspek yang mempengaruhi memengaruhi penyerapan suara pada

MPP didominasi oleh diameter perforasi, jarak antar lubang perforasi, ketebalan panel penyerap, serta kedalaman rongga udara di belakang panel (Cox & D'Antonio, 2005; Maa, 1998).

Meskipun MPP memiliki banyak keuntungan, tidak dapat dimungkiri bahwa saat ini MPP masih sangat jarang digunakan. Hal ini terjadi karena rentang frekuensi penyerapan suara yang sangat sempit, yakni hanya pada frekuensi resonansinya saja, sehingga penerapannya menjadi sangat terbatas. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk mendapatkan desain MPP dengan rentang frekuensi penyerapan suara yang lebih lebar melalui simulasi pengaruh parameter geometri MPP, meliputi diameter perforasi, ketebalan panel, jarak antar perforasi, serta kedalaman rongga udara. Akan dilihat pula performa koefisien penyerapan suara ( $\alpha$ ) dan *sound transmission loss* untuk konfigurasi MPP *single*, *double*, dan *triple perforated panels* melalui serangkaian simulasi menggunakan metode *finite element method* (FEM) di perangkat lunak ANSYS 2024 R2 dan AFMG Soundflow. Penelitian ini diharapkan dapat menghasilkan pemahaman tentang optimasi parameter geometri MPP untuk menghasilkan kemampuan penyerapan suara yang tinggi pada rentang frekuensi yang lebih lebar.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah dipaparkan, dapat dirumuskan beberapa permasalahan sebagai berikut:

1. Apa pengaruh dari variasi parameter geometrik (diameter perforasi, jarak antar perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara) terhadap koefisien penyerapan suara pada MPP?
2. Apa pengaruh dari variasi parameter geometrik (diameter perforasi, jarak antar perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara) terhadap *Sound Transmission Loss* (STL) pada MPP?
3. Bagaimana membuat konfigurasi *micro-perforated panel* yang dapat mengoptimalkan penyerapan kebisingan frekuensi rendah dengan *bandwidth* penyerapan suara yang luas?
4. Seberapa efektif konfigurasi *multi-layer* MPP (MLMPP1, MLMPP2, MLMPP3) dalam meningkatkan penyerapan suara dan STL dibandingkan dengan *single-layer* MPP?

## 1.3 Batasan Masalah

Berikut ini batasan masalah yang digunakan dalam penelitian mengenai studi parameter geometri MPP:

1. Sumber bunyi yang digunakan pada simulasi adalah gelombang bidang dengan rentang frekuensi 63 – 4000 Hz dengan filter 1/3 oktaf.
2. Penelitian ini terbatas pada simulasi numerik menggunakan ANSYS 2024 R2 dan AFMG Soundflow untuk menganalisis kinerja *micro-perforated panel* (MPP) pada kemampuan penyerapan suara dan *sound transmission loss*. Tidak dilakukan pengujian eksperimental pada sampel fisik.
3. Parameter desain MPP yang ingin dikaji meliputi diameter perforasi, ketebalan panel, kedalaman rongga udara, dan jarak antar lubang perforasi.
4. Penelitian ini akan fokus pada analisis akustik pada koefisien penyerapan suara ( $\alpha$ ) dan *sound transmission loss* sebagai parameter utama untuk mengevaluasi kinerja MPP.

5. Parameter *thermoviscous* dan *particle velocity* hanya sebagai alat bantu dan tidak dikaji aspek matematisnya
6. Prediksi kurva penyerapan suara dilakukan dengan menggunakan AFMG Soundflow dan prediksi *sound transmission loss* serta efek *thermoviscous* menggunakan ANSYS Mechanical.

#### 1.4 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang telah disebutkan sebelumnya, penelitian ini memiliki tujuan yang meliputi:

1. Untuk menganalisis pengaruh dari variasi parameter geometrik (diameter perforasi, jarak antar perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara) terhadap koefisien penyerapan suara pada MPP
2. Untuk menganalisis pengaruh dari variasi parameter geometrik (diameter perforasi, jarak antar perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara) terhadap *Sound Transmission Loss* (STL) pada MPP
3. Untuk menyimulasikan desain konfigurasi *micro-perforated panel* yang dapat mengoptimalkan penyerapan kebisingan frekuensi rendah dengan *bandwith* penyerapan suara yang luas
4. Untuk membandingkan efektivitas konfigurasi *multi-layer* MPP (MLMPP1, MLMPP2, MLMPP3) dalam meningkatkan penyerapan suara dan STL dibandingkan dengan *single-layer* MPP

#### 1.5 Manfaat

Manfaat yang diharapkan setelah penelitian ini selesai dilaksanakan meliputi namun tidak terbatas pada:

1. Mendapatkan desain *micro-perforated panel* dengan *bandwith* koefisien penyerapan suara berada pada rentang frekuensi yang lebar dan sesuai dengan karakteristik kebisingan frekuensi rendah
2. Mengetahui pengaruh parameter desain pada performa akustik *micro-perforated panel*

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Hasil Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang pengaruh perubahan parameter geometri *micro perforated panel* terhadap kinerja penyerapan suara dan *sound transmission loss* ini mengacu pada referensi yang disajikan pada Tabel 2. 1.

Tabel 2. 1 Hasil Penelitian Terdahulu tentang *Micro Perforated Panel*

No.	Penulis	Judul	Hasil
1.	Alizadeh et. al 2024 (Sumber: Springer)	Comprehensive analysis of acoustic properties of cellulose nano fibers absorbers: experimental and FEM-based mathematical modeling evaluation	Terdapat kekhawatiran akan kondisi kesehatan apabila secara terus menerus menggunakan material penyerap dari rockwool. Digunakan material lain dari cellulose nano fibers dan menghasilkan pergeseran frekuensi resonansi ke frekuensi rendah saat ketebalan panel ditingkatkan.
2.	Kassim, D. H 2023 (Sumber: Taylor & Francis Online)	Enhancement of sound absorption of coir fiber using thin layer of kapok fibers	Digunakan analogi sistem pegas bermassa untuk memodelkan resonator Helmholtz dan menghasilkan kinerja penyerapan suara yang meningkat pada frekuensi menengah hingga tinggi saat material kapuk berpori ditambahkan.
3.	M. Deacon et al 2018 (Sumber: ResearchGate)	Analysis of high porosity micro perforated panel using different methods	Thermal viscous loss terjadi pada lubang perforasi MPP dan menjadi penyebab adanya disipasi energi suara menjadi panas sehingga energi suara dapat terserap.
4.	Xuwei Liu 2022 (Sumber: ScienceDirect)	Sound absorption of a perforated panel backed with perforated porous material: Energy dissipation of Helmholtz resonator cavity	Panel MPP yang diberikan backing material berpori menunjukkan peningkatan kinerja penyerapan suara pada rentang frekuensi rendah hingga menengah.
5.	CH. Lu et al (2018) (Sumber: Springer Link)	Comparison Analysis and Optimization of Composite Micro-perforated Absorbers in Sound Absorption Bandwidth	Penggunaan <i>multi-layer</i> MPP menghasilkan kinerja penyerapan suara yang lebih lebar seiring dengan penambahan jumlah lapisan MPP. Kinerja terbaik dihasilkan oleh konfigurasi seri-paralel dengan ragam perforasi dan ragam ukuran <i>cavity depth</i> yang digunakan

6.	Iwan Prasetyo et al (2016) (Sumber: Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES))	Study on inhomogeneous perforation thick micro-perforated panel sound absorbers	Penambahan ketebalan panel pada resonator menghasilkan kinerja pergeseran frekuensi resonansi menjadi ke arah yang lebih rendah dan terjadi penyempitan pita penyerapan suara.
----	---	---	--

## 2.2 Karakteristik Gelombang Bunyi

Bunyi merupakan gangguan mekanis yang dihasilkan dari tumbukan antarpartikel pada medium perantaranya. Medium seperti udara, air, dan padatan, memungkinkan bunyi untuk merambat di antaranya. Sedangkan, pada ruang vakum, bunyi tidak dapat merambat. Gelombang bunyi juga merupakan contoh dari gelombang longitudinal. Gelombang ini mengharuskan terjadinya tumbukan antarpartikel di medium perantaranya untuk dapat meneruskan energi suara ke telinga pendengar. Frekuensi normal yang dapat didengar oleh manusia memiliki rentang antara 20 hingga 20.000 Hz. Namun, karena karakteristik bawaan, telinga manusia lebih sensitif pada frekuensi sekitar 3 kHz, terlebih pada batas minimum yang dapat terdengar (*threshold of audibility*). Setiap tonal bunyi memiliki frekuensi tertentu yang dinyatakan dalam satuan hertz. Satuan ini menyatakan banyaknya gelombang yang terbentuk dalam satu detik. Jarak antara puncak gelombang longitudinal pada bunyi disebut sebagai panjang gelombang, yakni rasio kecepatan suara di medium terhadap frekuensi, sehingga dapat dinyatakan sebagai Persamaan 2.1 (Beranek & Mellow, 2012).

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (2.1)$$

Dalam Persamaan 2.1,  $c$  adalah kecepatan suara pada medium tertentu (m/s) dan  $f$  adalah frekuensi (Hz). Semakin tinggi frekuensi, maka panjang gelombang yang semakin pendek. Pun sebaliknya, semakin rendah frekuensinya gelombang yang dihasilkan akan semakin panjang. Kedua karakteristik ini menjadi penting untuk aspek reduksi kebisingan. Pada frekuensi tinggi, reduksi kebisingan dapat lebih mudah dilakukan dengan material peredam suara yang lebih tipis dan ringan, berbeda halnya dengan kebisingan frekuensi rendah yang memerlukan material lebih tebal dan padat atau dengan cara-cara alternatif lainnya, misalnya dengan metamaterial akustik (Barron, 2009).

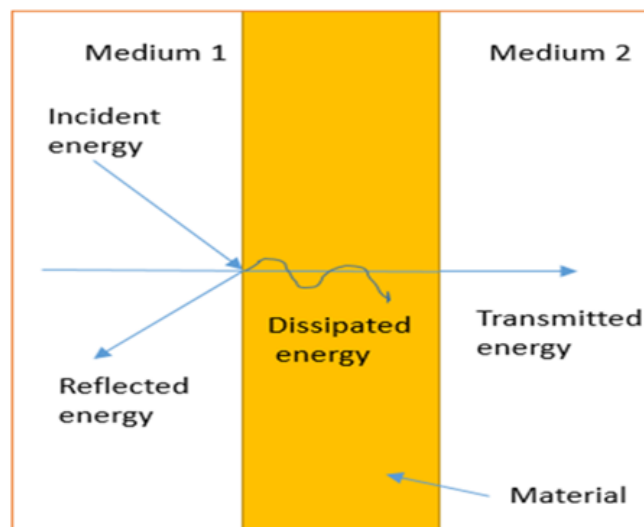
Bunyi dapat menyebar ke segala arah dengan intensitas tertentu. Idealnya, semakin jauh posisi pendengar dari sumber suara maka nilai intensitas juga semakin mengecil. Intensitas bunyi sendiri memiliki definisi dari, yakni rata-rata energi pada luasan tertentu dengan arah vektor normal terhadap propagasi suara. Secara umum, intensitas bunyi dinyatakan dalam satuan watt per meter persegi ( $W/m^2$ ). Sedangkan, bunyi lebih sering dinyatakan dalam satuan tekanan bunyi, yaitu Pascal. Perbedaan antara keduanya dibahas secara mendetail pada subbab lainnya, namun, secara fundamental, intensitas bunyi merupakan vektor yang memiliki arah sedangkan tekanan bunyi merupakan satuan skalar tanpa arah.

## 2.3 Propagasi Suara

Saat suara mulai dibunyikan, energi suara menyebar secara *spherical* ke segala arah dan berkurang intensitasnya seiring dengan penambahan jarak. Namun, pada titik tertentu, intensitas suara dapat meningkat secara perlahan jika gelombang yang datang secara langsung (*direct sound*) dari sumber suara bersuperposisi dengan pantulannya, sehingga tercapai intensitas total suara (Asakura, 2021; Beranek & Mellow, 2012). Suara pantulan bersumber dari interaksi suara datang dengan permukaan-permukaan di dalam ruangan, seperti dinding, lantai, dan langit-langit sebelum mencapai pendengar. Adapun, ketika sumber suara dimatikan, suara langsung akan segera hilang karena tidak ada lagi energi suara yang dipancarkan. Walaupun demikian, suara pantul tidak secara langsung menghilang dan akan terus memantul di dalam ruangan hingga, secara bertahap, kehilangan energinya karena diserap oleh permukaan ruangan. Akibatnya, intensitas suara pantulan akan berkurang seiring dengan penambahan waktu. Perilaku perjalanan suara yang kompleks ini sangat dipengaruhi oleh karakteristik permukaan ruangan (Barron, 2009). Berdasarkan kecenderungan interaksi bunyi di dalam ruangan terhadap material bangunan tersebut, maka akan dialami beberapa peristiwa yang menjadi karakteristik bunyi ketika merambat di dalam ruangan tertutup. Berikut ini merupakan beberapa perilaku bunyi di dalam ruangan.

### 2.3.1 Penyerapan (*Absorption*)

Penyerapan suara merupakan kejadian ketika energi bunyi hilang pada saat gelombang bunyi bertemu dan dipantulkan oleh permukaan sebuah benda. Saat proses ini terjadi, sebagian energi yang dimiliki oleh gelombang bunyi dari dalam ruangan akan terserap dan pindah ke permukaan benda tertentu dengan mekanisme perubahan dari energi suara menjadi energi panas. Sering kali, hal ini lebih efektif terjadi di material berpori tinggi, misalnya busa peredam suara. Proses penyerapan suara dan mekanisme energi yang terdisipasi dapat dilihat seperti pada Gambar 2. 1.



Gambar 2. 1 Mekanisme Penyerapan Suara pada 2 Medium

Dari Gambar 2. 1, saat gelombang suara datang, sebagian dari energinya akan terpantulkan, terdisipasi, serta jika masih terdapat sisa energi maka akan mengalami proses transmisi ke sisi permukaan material penyerap suara. Saat penyerapan suara terjadi, tekanan bunyi pada suatu

volume ruangan akan berkurang. Namun, tidak semua material memiliki kemampuan penyerapan bunyi yang baik, yang memungkinkan energi dari gelombang suara yang datang dapat terserap secara sempurna. Adapun, perbandingan antara banyaknya energi yang terserap dengan energi datang disebut sebagai koefisien penyerapan bunyi material. Koefisien ini sangat bergantung dari sifat material, frekuensi bunyi, dan sudut gelombang bunyi yang datang mengenai material (Barron, 2009).

Untuk mendapatkan nilai koefisien bunyi, terlebih dahulu digunakan pemahaman kontinuitas energi. Dimana, nilai dari energi yang datang akan sebanding dengan jumlah dari energi yang terpantulkan, energi yang terserap, serta energi yang diteruskan. Hal ini dinyatakan sebagai  $W_{incident} = W_{reflected} + W_{disipated} + W_{transmitted}$ . Sehingga, nilai dari  $\alpha$  atau koefisien penyerapan suara dapat dicari menggunakan prinsip  $1 - (W_{tr}/W_{in})$ . Nilai dari  $W_{tr}/W_{in}$  ini sering disebut sebagai koefisien transmisi bunyi atau  $R$ . Sehingga, penulisan matematis dari koefisien penyerapan bunyi dapat dituliskan seperti Persamaan 2.2.

$$\alpha = \frac{Absorbed\ energy}{Incident\ Energy} = 1 - |R^2| = 1 - \left| \frac{W_{tr}}{W_{in}} \right|^2 \quad (2.2)$$

Dari Persamaan 2.2, terlihat bahwa efisiensi penyerapan bunyi suatu material dinyatakan sebagai satu buah koefisien bernama koefisien penyerapan bunyi. Koefisien ini membandingkan besarnya energi bunyi yang berhasil terserap oleh material dan tidak dipantulkan kembali dengan besaran energi yang diberikan. Notasi huruf  $\alpha$  diberikan untuk menyatakan nilai dari koefisien penyerapan bunyi atau koefisien absorpsi dengan rentang antara 0 hingga 1. Semakin mendekati nilai 1, maka penyerapan bunyi terbilang semakin sempurna. Sebaliknya, jika nilai koefisien mendekati 0, dapat dikatakan bahwa semakin banyak bunyi yang dipantulkan oleh material dan sedikit kemungkinan bunyi terserap. (H. Li et al., 2023).

Selanjutnya, dari pemahaman mengenai pembagian energi yang berinteraksi dengan material, dapat dirumuskan satu parameter akustik baru bernama *sound transmission loss* (STL) yang merupakan selisih tekanan bunyi pada ruang sumber dan ruang penerima atau dinyatakan sebagai Persamaan 2.3. Parameter ini dinilai dalam satuan desibel (dB) dengan nilai yang didapatkan adalah nilai *power* yang *loss* setelah melewati sebuah sistem partisi atau dalam penelitian ini setelah melewati *micro perforated panel* (Beranek & Mellow, 2012; J. Li et al., 2022).

$$STL = 10 \log \left( \frac{W_{in}}{W_{tr}} \right) \quad (2.3)$$

### 2.3.2 Pemantulan Bunyi (*Reflection*)

Refleksi atau pemantulan bunyi terjadi saat energi suara bertemu dengan permukaan yang datar dan keras. Karena gelombang suara tidak dapat menembus atau hanya menembus sebagian permukaan, maka sisanya akan dipantulkan dan berpotensi memunculkan dengung pada ruangan. Ruangan yang memiliki material permukaan dengan kemampuan pantul yang besar akan membuat terjadinya fenomena pemantulan, yakni ketika sudut datang dan sudut pantul memiliki nilai yang sama (Massikki, 2011). Barron menyatakan pada bukunya yang berjudul *Auditorium Acoustic and Architectural Design* bahwa sebagian besar energi suara

yang kita terima di ruang tertutup telah dipantulkan oleh permukaan dinding dan langit-langit. Energi suara tersebut akan terus dipantulkan dari satu permukaan ke permukaan ruang lainnya hingga akhirnya meluruh oleh karena adanya material penyerap suara (Barron, 2009).

### **2.3.3 Penguraian (*Diffraction*) dan Penyebaran Bunyi (*Diffusion*)**

Fenomena difraksi terjadi ketika gelombang suara dibelokkan di tepi objek atau melewati celah sempit, sehingga arah perambatannya berubah. Pada bidang batas yang berukuran sempit atau setidaknya lebih kecil daripada panjang gelombang, efek difraksinya semakin terasa. Hal ini bermakna bahwasanya pada frekuensi rendah, suara lebih mudah merambat di sekitar penghalang dan mengisi ruang di belakangnya, sedangkan pada frekuensi tinggi lebih terarah (Barron, 2009; Beranek & Mellow, 2012).

Terdapat fenomena lain yang terjadi ketika gelombang suara mengalami penyebaran setelah berinteraksi dengan penghalang, seperti sudut, kolom, tembok, ataupun balok. Peristiwa yang kemudian disebut sebagai difraksi ini pula membantu penyebaran gelombang suara secara lebih merata pada ruangan, sehingga kejelasan suara yang lebih baik dapat tercapai. Untuk mencapai hal ini, digunakan bidang permukaan bernama *diffuser* yang biasanya diletakkan pada langit-langit ruangan. Sehingga, saat gelombang suara datang menghantam *diffuser*, maka akan terjadi persebaran suara dari atas secara merata (Cox & D'Antonio, 2005).

## **2.4 Kebisingan**

Kebisingan didefinisikan sebagai suara yang dapat didengar yang mengganggu ketenangan dan menyebabkan gangguan. Gangguan tersebut secara umum dinilai oleh *A-weighted* SPL dari kebisingan atau dinyatakan dalam dB(A), yang secara kasar sesuai dengan tingkat kenyaringan yang dirasakan (Sugiono et al., 2020). Kebisingan merupakan penghambat dengan wujud bunyi yang memiliki ukuran berlebihan serta berdampak kurang baik untuk kesehatan dan keselamatan kerja. Sedangkan, menurut Keputusan Menteri Negara Lingkungan Hidup No.48 Tahun 1996 Tentang Baku Tingkat Kebisingan, kebisingan didefinisikan sebagai bunyi yang tidak diinginkan dari usaha atau kegiatan dalam tingkat dan waktu tertentu yang dapat menimbulkan gangguan kesehatan manusia dan kenyamanan lingkungan.

Kebisingan dengan intensitas antara 50-55 dB(A) dapat mengakibatkan gangguan tidur, kemudian kebisingan dengan intensitas hingga 90 dB(A) dapat memicu gangguan saraf otonom, dan kebisingan dengan intensitas 140 dB(A) dapat menyebabkan terjadinya getaran di kepala, rasa sakit pada telinga, serta gangguan keseimbangan (Balirante et al., 2020). Kebisingan juga terbukti memicu kehilangan konsentrasi hingga penurunan performa bagi para pengguna yang mayoritas adalah pekerja (Seidman & Standring, 2010; Sugiono et al., 2020). Saat ini, telah banyak upaya yang dilakukan untuk mengurangi kebisingan, salah satu cara yang efektif adalah meredam kebisingan pada medium perambatannya dengan penghalang suara atau material insulasi suara lainnya.

## **2.5 Mekanisme Penyerapan pada Bahan**

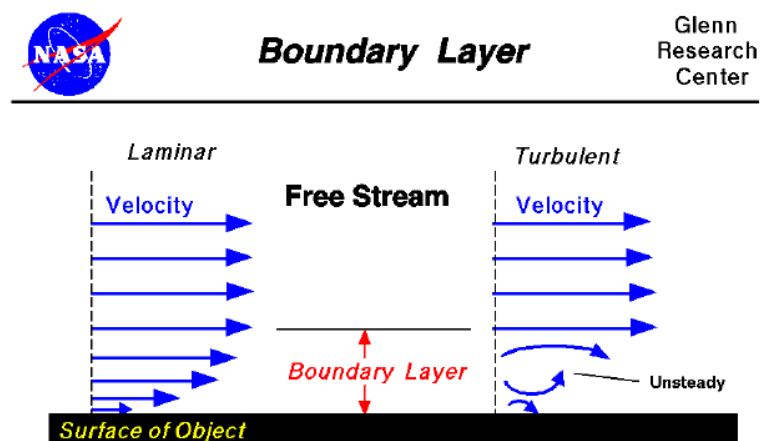
Salah satu hal penting dalam pembahasan akustik ruang adalah mekanisme penyerapan suara pada suatu ruangan. Hal ini dapat terjadi karena adanya penyerapan oleh dinding ruangan, udara pada ruangan (bila ruangan bervolume besar), maupun material tertentu yang dengan sengaja ditempatkan untuk menyerap energi suara pada ruangan tersebut.



Umumnya, proses penyerapan suara ini dikategorikan menjadi dua proses, yakni proses *viscous thermal* dan proses resonansi (Cox & D'Antonio, 2005). Pada proses *viscous thermal*, asumsi umum yang menyatakan bahwa propagasi suara bersifat adiabatik tidak dapat digunakan, melainkan digunakannya asumsi bahwa propagasi suara bersifat isothermal. Asumsi isothermal ini membuat viskositas dan konduksi termal pada udara menjadi faktor penting dalam mekanisme absorpsi suara pada bahan. Sementara itu, proses resonansi memanfaatkan fenomena bergetarnya sistem dengan amplitudo maksimum pada frekuensi alaminya (Beranek & Mellow, 2012; Cox & D'Antonio, 2005). Berikut ini merupakan perincian mekanisme penyerapan pada bahan ditinjau dari proses *viscous thermal* dan proses resonansi:

### 2.5.1 Mekanisme Proses *Viscous Thermal*

Mekanisme penyerapan suara pada proses *viscous thermal (thermoviscous)* bergantung pada interaksi gelombang suara dengan udara di sekitar material penyerap. Ketika gelombang suara merambat di dekat permukaan materi, ia menyebabkan fluktuasi pada tekanan dan kecepatan partikel udara, sehingga menciptakan lapisan tipis udara yang disebut *boundary layer*. Aspek viskositas atau resistansi udara terhadap aliran serta konduksi termal ini sangat memengaruhi proses *viscous thermal*. Viskositas sendiri membawa peran penting dalam *boundary layer*. Partikel udara yang lebih dekat ke permukaan material bergerak lebih lambat karena gesekan dengan permukaan, sedangkan partikel yang lebih jauh dari permukaan bergerak lebih cepat. Gerakan partikel udara yang lebih lambat pada permukaan berdifusi untuk mengurangi kecepatan partikel udara pada posisi yang lebih jauh dari permukaan. Dengan berkurangnya kecepatan partikel udara, maka momentum akan berkurang. Difusi momentum oleh viskositas udara menyebabkan terdapatnya *shear stress* (tegangan geser) pada *boundary layer*. Saat tegangan geser tersebut terbentuk, terjadi perubahan sebagian energi suara menjadi panas, sehingga mengurangi energi suara yang dipantulkan (Cox & D'Antonio, 2005). Gambar 2.2 menunjukkan ilustrasi dari kejadian mikro yang ada pada *boundary layer* saat gelombang suara berinteraksi dengan permukaan panel.



Gambar 2.2 Pengaruh *Boundary Layer* pada Aliran Fluida (Glenn Research Center, 2021)

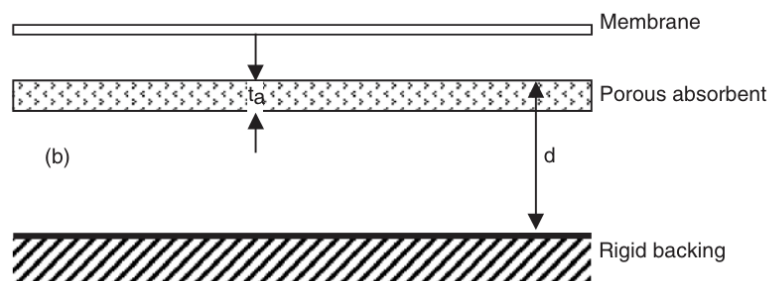
Selain aspek viskositas, pada proses *viscous thermal* juga terdapat aspek konduksi termal. Konduksi termal berperan penting dalam pembentukan *boundary layer* di permukaan suatu material. Ketika gelombang suara menyebabkan kompresi udara, beberapa bagian udara mengalami peningkatan suhu dan kecepatan partikel, sementara bagian lain tetap lebih dingin dan lambat. Partikel yang lebih cepat kemudian bergerak ke area yang lebih dingin untuk

mencapai keseimbangan suhu (Andreas & Anthony, 2014). Kedua aspek tersebut, yakni viskositas dan konduksi termal, mengubah gerakan teratur dari gelombang suara menjadi gerakan yang tidak teratur. Gerakan tidak teratur ini kemudian mengubah energi pada gelombang suara menjadi panas. Dengan berubahnya sebagian energi suara menjadi panas, maka energi pada suara akan berkurang (Cox & D'Antonio, 2005; Prasetyo et al., 2016).

### 2.5.2 Mekanisme Proses Resonansi

Konsep penyerapan energi suara pada proses resonansi terjadi karena adanya perubahan energi suara menjadi energi mekanik. Pada proses ini, penyerapan suara diasumsikan sebagai sistem massa pegas dengan *damper*. *Damper* pada sistem ini digunakan untuk meredam osilasi pada sistem yang membuat energi pada sistem akan berkurang (Pan & Martellotta, 2020). *Damper* pada sistem ini harus didesain berdasarkan massa dan frekuensi natural dari sistem. Hal ini diperlukan karena penyerapan suara pada proses resonansi akan terjadi secara maksimum pada frekuensi natural dari sistem massa pegas. Dengan desain *damper* yang sesuai, maka sistem akan berperilaku *critically damped* (teredam secara kritis), yang membuatnya dapat meredam osilasi dan mengurangi energi dengan cepat. Asumsi ini memungkinkan pemahaman yang lebih baik tentang pengaruh proses resonansi suara terhadap pengurangan energi suara secara signifikan (Andreas & Anthony, 2014).

Trevor J. Cox dalam bukunya, yakni *Acoustic Absorbers and Diffusers*, menjelaskan bahwa terdapat dua jenis penyerap yang menggunakan mekanisme resonansi, yakni Helmholtz resonator dan panel *absorber*. Kedua model penyerapan ini bersifat *tunable* (mudah disetel) sesuai dengan keperluan dan dapat memprediksi absorpsi secara akurat. Adapun, analogi penyerapan suara pada panel *absorber* dapat dilihat melalui skema panel pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Skema Penyerap Suara dengan Formasi *Panel Absorber* (Cox & D'Antonio, 2005)

Pada Gambar 2.3, membran di bagian depan berfungsi sebagai massa, sedangkan material berpori berfungsi sebagai peredam. Sistem pegas pada panel *absorber* disediakan oleh rongga udara (*cavity depth*) yang terdapat pada bagian belakang panel *absorber*. Massa diasumsikan dengan massa dari panel *membrane* dan *stiffness* (kekakuan) dari pegas dipengaruhi oleh *cavity depth*. Dengan mengubah kedua parameter tersebut, maka frekuensi natural dari sistem dapat diatur sesuai dengan kebutuhan. Hubungan antara massa panel, *cavity depth*, dan frekuensi natural dari membran *absorber* dinyatakan dalam Persamaan 2.4.

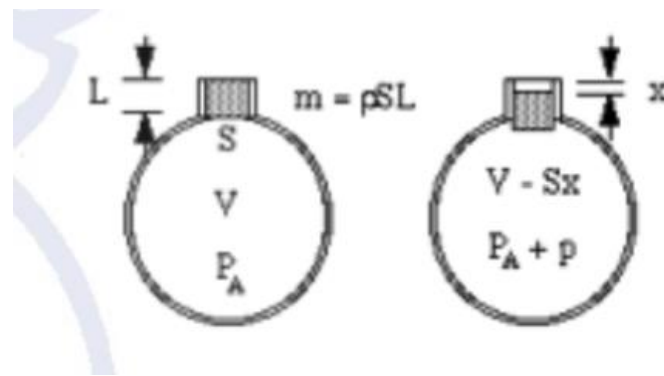
$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{(m)(d)}} \quad (2.4)$$

dengan  $f_0$  adalah frekuensi natural dalam Hz,  $m$  adalah massa jenis permukaan panel ( $kg/m^2$ ), dan  $d$  adalah kedalaman rongga udara (meter) (Cox & D'Antonio, 2005).

## 2.6 Helmholtz Resonator

Helmholtz resonator terdiri dari rongga udara dengan leher sempit. Ketika gelombang suara mengenai resonator, udara di dalam leher akan berosilasi secara maju-mundur. Osilasi ini terjadi karena adanya perbedaan tekanan antara udara di dalam rongga dengan udara di luar resonator. Pada frekuensi tertentu, yang disebut frekuensi resonansi, amplitudo osilasi ini mencapai maksimum. Untuk mencapai frekuensi resonansi hingga ada reduksi energi suara secara signifikan, Helmholtz resonator bekerja dengan prinsip *viscous thermal* dan proses resonansi (Beranek & Mellow, 2012).

Pada Helmholtz resonator, massa udara pada celah-celah lubang kecil di bagian panel dianggap sebagai massa udara, sedangkan volume udara yang berada pada bagian di belakang panel dianggap sebagai sistem pegas. Skema sederhana dari Helmholtz resonator ditunjukkan seperti pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Skema Helmholtz Resonator (Andreas & Anthony, 2014)

Terlihat pada Gambar 2.4 bahwa massa yang digunakan adalah massa udara yang terdapat pada celah leher resonator. Vibrasi terjadi karena adanya efek pegas pada udara di belakang panel (*back cavity depth*). Ketika terjadi kompresi, massa yang terdapat pada celah berlubang akan menekan udara yang berada pada kontrol volume ( $V$ ). Saat tekanan terus meningkat,  $V$  akan cenderung untuk kembali kepada posisi awal karena adanya densitas udara. Gerakan ini berulang terus-menerus sehingga energi suara yang melewati Helmholtz resonator akan berkurang (Andreas & Anthony, 2014; Chen et al., 2020).

Karena Helmholtz resonator juga mengalami proses resonansi, frekuensi natural dari sistem ini dapat disesuaikan dengan kebutuhan (*tuneable*). Hubungan antara frekuensi natural, massa, dan *cavity depth* secara matematis dituliskan dengan Persamaan 2.5.

$$\frac{p}{p_a} = -\gamma \frac{\Delta V}{V} = -\gamma \frac{sp_a x}{\rho VL} \quad (2.5)$$

Persamaan 2.5 di atas menggunakan asumsi adiabatik sehingga proses kompresi tidak menyebabkan aliran kalor. Kemudian, sistem massa pegas pada Helmholtz resonator pada sistem ini sesuai dengan hukum Newton 2 seperti pada Persamaan 2.6.

$$F = ma$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{F}{m} = -\gamma \frac{\rho_a S}{\rho V L} x \quad (2.6)$$

Dari Persamaan 2.6, dapat dilihat bahwa persamaan tersebut sesuai dengan gerak harmonik sederhana sehingga nilai frekuensi natural dapat diketahui dengan menggunakan analogi persamaan harmonik sederhana seperti pada Persamaan 2.7. Kemudian, persamaan tersebut disesuaikan untuk mendapatkan prediksi nilai frekuensi resonansi pada resonator Helmholtz dengan perubahan  $L$  menjadi ketebalan panel ( $t$ ) dengan faktor koreksi ( $t_{corrected}$ ) yang nilainya adalah  $t + 1,7r$  dengan  $r$  adalah jari-jari lubang perforasi. Nilai  $S$  atau luas perforasi dimaknai sebagai perbandingan luas perforasi terhadap total luas panel. Jika menggunakan analogi unit sel, nilai ini disebut sebagai persen perforasi ( $\sigma$ ) yang perhitungannya dinyatakan sebagai Persamaan 2.8. Selanjutnya, nilai dari  $V$  pada penyebut di Persamaan 2.7 adalah nilai volume rongga udara di belakang panel MPP. Nilainya adalah  $b^2$  atas luas alas yang dikalikan dengan kedalaman rongga udara  $D$ .

Persamaan 2.7 dan Persamaan 2.8 dan definisi mengenai volume rongga udara di belakang panel MPP digabung sehingga didapatkan Persamaan 2.9 untuk mendapatkan prediksi nilai frekuensi resonansi pada panel *micro perforated panel*.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL}} \quad (2.7)$$

$$\sigma = \frac{\text{luas perforasi}}{\text{luas total}} = \frac{\pi r^2}{\pi b^2} = \pi \left(\frac{r}{b}\right)^2 \quad (2.8)$$

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{(t + 1,7r) \times b^2 D}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{(t_{corrected}) D}} \quad (2.9)$$

dengan:

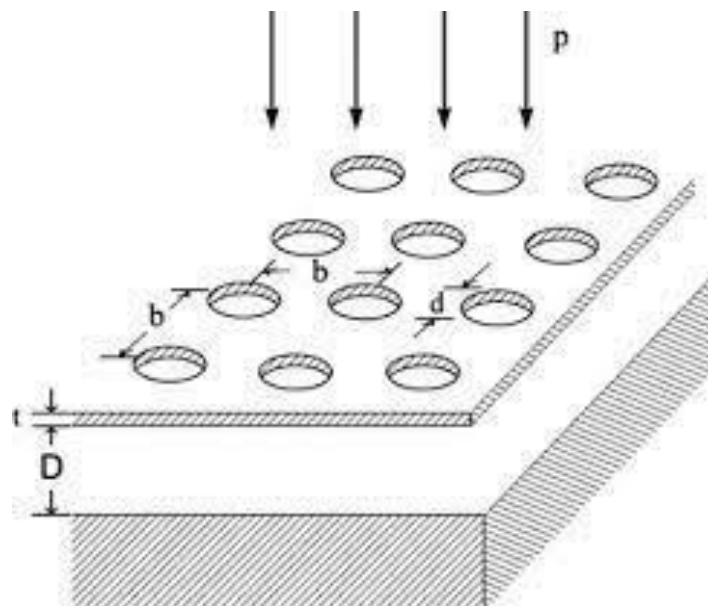
$P_a$	=	Tekanan awal (Pa)
$P$	=	Tekanan karena adanya gelombang suara (Pa)
$c$	=	Kecepatan rambat suara di udara (m/s)
$S$	=	Luas pori pada permukaan panel ( $m^2$ )
$V$	=	Volume udara ( $m^3$ )
$L$	=	Tebal panel (m)
$f$	=	Frekuensi (Hz)
$k$	=	Konstanta pegas (N/m)
$m$	=	Massa (Kg)

## 2.7 *Micro Perforated Panel (MPP)*

Jika lubang pada resonator Helmholtz dibuat sangat kecil hingga berdiameter submilimeter (0.1-1 mm), maka akan terjadi kehilangan energi suara akibat efek *viscous thermal* di bagian *boundary layer* dari setiap lubang kecil pada panel. Ukuran lubang yang sangat kecil ini memungkinkan penyerapan suara tanpa perlu menggunakan material berpori, sehingga dapat tercipta *absorber* transparan dari bahan seperti akrilik atau kaca. Adapun, kecilnya ukuran pori yang digunakan ini diharapkan dapat memperbesar nilai resistansi akustik serta menghasilkan reaktansi massa sekecil mungkin yang berkontribusi pada performa penyerapan suara secara keseluruhan menjadi meningkat (Prasetyo et al., 2016).

Sebagaimana dijelaskan dalam subbab sebelumnya, mekanisme *viscous thermal* yang terjadi pada MPP menjadi proses utama dalam perubahan energi suara menjadi energi mekanik. Hal ini berakibat pada disipasi energi yang berujung pada terjadinya penyerapan suara setelah melewati MPP. Sedangkan, proses resonansi menentukan rentang frekuensi yang tepat bagi MPP untuk dapat menyerap suara dengan baik karena adanya resonansi. Efek dari resonansi akan muncul saat *cavity depth* yang mewakili sistem pegas diberikan secara cukup, sehingga terjadi disipasi energi secara maksimal. Jika tidak terdapat *cavity depth* di belakang panel, maka MPP tidak dapat bekerja secara maksimal dalam menyerap suara (Cox & D'Antonio, 2005).

Terdapat beberapa parameter yang pada penelitian-penelitian sebelumnya telah diteliti dan terbukti berdampak terhadap kinerja MPP. Parameter tersebut meliputi diameter lubang ( $d$ ) resonator, tebal panel ( $t$ ), jarak antar lubang ( $b$ ), dan kedalaman rongga udara ( $D$ ). Visualisasi dari parameter MPP dapat dilihat pada Gambar 2.5.

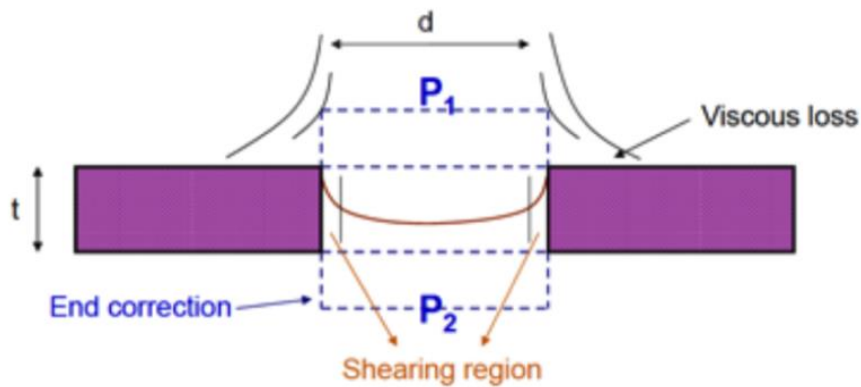


Gambar 2.5 Parameter Geometri pada *Micro Perforated Panel (MPP)* (Qian et al., 2013)

Gambar 2.5 menunjukkan penampang MPP dengan *back cavity* berikut dengan penamaan parameter. Terdapat banyak peneliti yang telah merumuskan metode teoretis untuk mendapatkan nilai parameter koefisien penyerapan suara dari parameter-parameter tersebut. Namun, penelitian ini hanya berfokus pada teori yang dibawakan oleh hasil riset Maa yang

mengajukan tiga metode berbeda dalam rentang waktu 1975-1998 terkait dengan penerapan koreksi batas akhir (*end correction*) dari MPP (Maa, 1998).

*End correction* yang diajukan oleh Maa adalah panjang imajiner yang digunakan untuk mengukur nilai *energy loss* (hilangnya energi) karena proses *viscous thermal* dari lubang-lubang kecil pada panel dan permukaan di dekat lubang MPP. Gambar 2.6 menunjukkan lokasi *end correction* yang berperan besar dalam melihat pengaruh parameter-parameter geometri terhadap kinerja penyerapan suara MPP.



Gambar 2.6 Visualisasi *End Correction* yang Disusun oleh Maa (Andreas & Anthony, 2014)

Adapun, pada penelitian yang sedang dilakukan di buku tugas akhir ini, nilai *end correction* mengacu pada nilai yang diajukan oleh Maa pada tahun 1998 dengan mengambil referensi berdasarkan model penelitian milik Andreas (2014) yang mengkaji parameter MPP lalu menerapkannya untuk kebutuhan *adjustable hall* di Aula Barat ITB. Adapun, Dah You Maa pada tahun 1998 mengajukan perumusan impedansi akustik yang dituliskan sebagai Persamaan 2.10.

$$Z = r + j\omega m \quad (2.10)$$

Persamaan 2.10 ini memberi makna bahwa impedansi akustik adalah akumulasi dari resistansi akustik ( $r$ ), dan reaktansi massa ( $j\omega m$ ). Resistansi akustik menyatakan hambatan terhadap aliran udara yang melalui lubang-lubang MPP. Semakin besar resistansi, maka semakin sulit udara melalui lubang dan semakin banyak energi suara yang terserap. Sedangkan, reaktansi massa menyatakan hambatan terhadap perubahan kecepatan osilasi udara di dalam lubang MPP. Hambatan ini disebabkan oleh adanya inersia massa udara yang menyatakan bahwa semakin besar reaktansi massa, maka udara di dalam lubang MPP sulit untuk memulai atau menghentikan osilasi, sehingga mengurangi kemampuan penyerapan energi suara (Jung et al., 2007; Prasetyo et al., 2016).

Adapun, nilai resistansi akustik ( $r$ ) dinyatakan dalam persamaan matematis seperti pada Persamaan 2.11.

$$r = \frac{32\eta t}{\sigma\rho_0 c d^2} kr \quad (2.11)$$

$$kr = \left[1 + \frac{k^2}{32}\right] + \frac{\sqrt{2}}{32} k \frac{d}{t}$$

Sedangkan, nilai reaktansi massa ( $\omega m$ ) dinyatakan dalam Persamaan 2.12.

$$\omega m = \frac{\omega t}{\sigma c} km \quad (2.12)$$

$$km = \left[1 + \frac{k^2}{2}\right]^{-1/2} + 0,85 \frac{d}{t}$$

dengan konstanta perforasi ( $k$ ) adalah  $k = d\sqrt{\omega\rho_0/4\eta}$  dan  $d$  adalah diameter perforasi,  $\omega$  adalah frekuensi sudut,  $\rho_0$  adalah densitas udara ( $kg/m^3$ ),  $\eta$  adalah koefisien viskositas kinetik udara ( $m^2/s$ ), dan rasio perforasi dengan bentuk lubang lingkaran dinyatakan sebagai  $\sigma = (\pi/4)(d/b)^2$  dengan  $b$  adalah jarak dari pusat ke pusat antara lubang perforasi (Prasetyo et al., 2016).

Untuk mendapatkan nilai koefisien penyerapan suara dari MPP, diperlukan *micro perforated panel* yang memiliki rongga udara ( $D$ ) dan diberikan penghalang di ujung akhir dari rongga udara supaya mampu beresonansi. Adapun, nilai koefisien penyerapan suara yang dinotasikan dengan huruf  $\alpha$  dinyatakan sebagai Persamaan 2.13.

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + \left(\omega m - \cot\left(\frac{\omega D}{c}\right)\right)^2} \quad (2.13)$$

Persamaan 2.13 di atas berlaku pada bentuk pori-pori lingkaran dengan diameter yang sangat kecil. Panel harus dibuat dengan cukup tipis dan rongga udara di belakang panel MPP haruslah diberikan *backing* permukaan yang solid dan *rigid* (kokoh) supaya terjadi resonansi. Persamaan 2.13 yang diajukan oleh Maa pada tahun 1998 memiliki galat perhitungan sebesar 6% jika dibandingkan dengan pengukuran langsung (Maa, 1998).

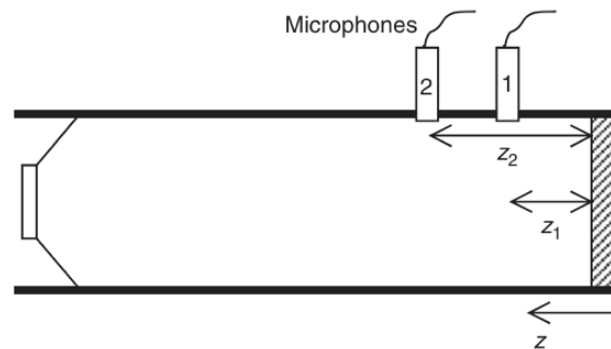
## 2.8 Metode Pengukuran Kemampuan Penyerapan Bahan

Ketika gelombang suara menumbuk permukaan material, sebagian energi suara akan dipantulkan, sebagian diserap, dan sebagian diteruskan. Kemampuan penyerapan suara suatu material diukur dengan koefisien penyerapan suara ( $\alpha$ ), yang merupakan perbandingan antara energi suara yang diserap dengan energi suara yang datang. Nilai  $\alpha$  berkisar antara 0 (tidak ada penyerapan) hingga 1 (penyerapan sempurna). Berikut ini beberapa metode yang umum digunakan untuk mengukur kemampuan penyerapan suara pada bahan:

### 2.8.1 Metode Tabung Impedansi (*Impedance Tube Method*)

Metode tabung impedansi dengan fungsi transfer merupakan teknik pengukuran koefisien penyerapan suara yang akurat dan efisien, terutama untuk sampel material berukuran kecil. Umumnya, ukuran diameter sampel yang digunakan pada pengukuran tabung impedansi adalah 30 mm dan 100 mm. Prinsip dasar metode ini adalah memanfaatkan fenomena gelombang berdiri yang terbentuk di dalam tabung akibat interferensi antara gelombang suara datang dan gelombang suara pantul dari permukaan sampel. Ketika gelombang suara merambat di dalam tabung dan menumbuk permukaan sampel, sebagian energi suara akan diserap oleh material, sebagian dipantulkan, dan sebagian diteruskan. Gelombang pantul ini akan berinterferensi dengan gelombang datang, membentuk pola gelombang berdiri yang memiliki titik-titik amplitudo maksimum (*antinode*) dan minimum (*node*) (Cox & D'Antonio, 2005).

Dalam metode fungsi transfer, dua mikrofon ditempatkan pada jarak tertentu di dalam tabung untuk mengukur tekanan suara pada dua posisi berbeda. Gambar 2.7 menunjukkan skema penggunaan tabung impedansi dengan metode *transfer function*. Terlihat bahwa mikrofon pertama (M1) ditempatkan lebih dekat ke sumber suara, sedangkan mikrofon kedua (M2) ditempatkan lebih jauh. Sinyal tekanan suara dari kedua mikrofon direkam dan dianalisis menggunakan perangkat lunak pengolahan sinyal untuk menghitung fungsi transfer antara kedua mikrofon. Hasil keluaran dari fungsi transfer ini adalah nilai koefisien penyerapan suara.



Gambar 2.7 Skema Tabung Impedansi dengan Metode *Transfer Function* (Cox & D'Antonio, 2005)

Mekanisme fungsi transfer ini, yang merupakan perbandingan kompleks antara tekanan suara di M2 dan M1 seperti pada skema yang terdapat pada Gambar 2.7 akan dipengaruhi oleh impedansi akustik sampel, yaitu kemampuan material untuk menghambat aliran energi suara. Dengan menganalisis fungsi transfer, dapat ditentukan nilai impedansi permukaan sampel dan kemudian dihitung koefisien penyerapan suara normalnya ( $\alpha_0$ ) menggunakan persamaan matematika yang diturunkan dari teori gelombang akustik. Metode tabung impedansi dengan fungsi transfer telah dibakukan dalam standar internasional seperti ISO 10534-2. Keunggulan metode ini meliputi akurasi yang tinggi, otomatisasi proses pengukuran dan perhitungan, serta fleksibilitas untuk mengukur berbagai jenis material penyerap suara (Bahri et al., 2016; Cox & D'Antonio, 2005).

Studi oleh Long menunjukkan bahwa metode tabung impedansi terbukti secara efektif dalam mengukur koefisien penyerapan suara pada berbagai jenis material, termasuk material berpori, panel berlubang, dan resonator (M. Long, 2014). Selain itu, penelitian oleh Song & Bolton pada tahun 2000 menunjukkan bahwa metode fungsi transfer dapat digunakan untuk mengukur impedansi permukaan sampel dengan akurasi yang tinggi, yang penting untuk pemodelan dan prediksi kinerja akustik material (Song & Bolton, 2000).

### 2.8.2 Metode Ruang Dengung (*Reverberation Room Method*)

Metode ruang dengung (*reverberation room method*) merupakan salah satu teknik utama dalam pengukuran koefisien penyerapan suara, terutama untuk sampel material berukuran besar dan dengan cara menyimulasikan sudut kedatangan gelombang suara yang variatif sesuai keadaan aslinya. Prinsip dasarnya terletak pada pemanfaatan waktu dengung (*reverberation time*) ruang uji, yaitu waktu yang dibutuhkan tingkat energi suara dalam ruang untuk meluruh sebesar 60 dB setelah sumber suara dimatikan. Ketika sampel material penyerap suara ditempatkan di dalam ruang, sebagian energi suara akan diserap, sehingga waktu dengung akan



berkurang. Perbedaan waktu dengung sebelum dan sesudah penempatan sampel menjadi faktor penentu dalam menghitung koefisien penyerapan suara.

Standarisasi metode ini telah dilakukan dalam ISO 354 (*Acoustics - Measurement of sound absorption in a reverberation room*) dan ASTM C423 (*Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method*). Kedua standar ini memberikan panduan rinci mengenai prosedur pengujian, persyaratan ruang uji, dan metode perhitungan koefisien penyerapan suara. Persamaan *reverberation time* sebelum diberikan sampel dihitung menggunakan Persamaan 2.14.

$$T_0 = \frac{55,3 V}{c \alpha_0 S} \quad (2.14)$$

dengan  $V$  adalah volume ruangan ( $m^3$ ),  $c$  adalah cepat rambat bunyi ( $m/s^2$ ),  $\alpha_0$  adalah koefisien serapan rata-rata ruangan kosong, dan  $S$  adalah luas permukaan ruangan ( $m^2$ ). Kemudian saat ruangan telah diberikan sampel, Persamaan 2.14 sudah tidak lagi berlaku dan digantikan dengan Persamaan 2.15.

$$T_0 = \frac{55,3 V}{c \alpha_0 (S - S_s) + \alpha_s S_s} \quad (2.15)$$

nilai  $S_s$  merujuk pada luasan area setelah diberikan material penyerap. Namun, karena ukuran sampel yang tidak berpengaruh signifikan terhadap luasan total ruang pengujian, nilai  $(S - S_s)$  dianggap sama saja seperti  $S$  (luas permukaan ruang dengung). Dengan menggabungkan Persamaan 2.14 dan Persamaan 2.15, koefisien penyerapan suara bahan  $\alpha_s$  dapat ditentukan.

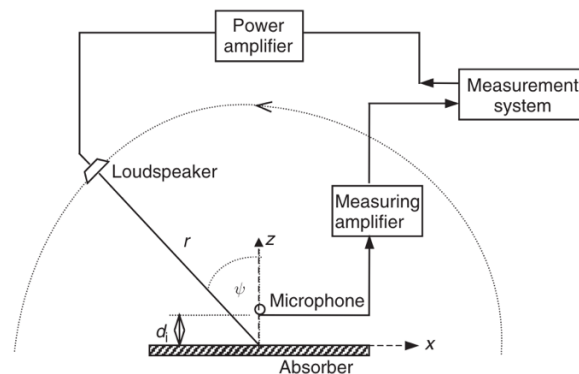
Metode ruang dengung menawarkan beberapa keunggulan dibandingkan metode lain, terutama dalam hal pengukuran sampel berukuran besar dan representasi kondisi nyata. Sampel yang diuji dalam ruang dengung ditempatkan dalam lingkungan yang lebih mirip dengan kondisi penggunaan sebenarnya, sehingga hasil pengukuran lebih relevan. Selain itu, metode ini memungkinkan pengukuran sampel dengan berbagai bentuk dan ukuran, tidak terbatas pada sampel kecil seperti pada metode tabung impedansi. Namun, metode ini juga memiliki keterbatasan, seperti kebutuhan akan ruang uji khusus (ruang dengung) yang mahal dan kompleks, serta kerentanan terhadap pengaruh kondisi lingkungan (Barron, 2009).

### **2.8.3 Metode Pengukuran Ruang Bebas (*Two-Microphone Free Field Measurement*)**

Metode pengukuran dua mikrofon di lapangan bebas (*two-microphone free field method*) merupakan teknik yang digunakan untuk mengukur koefisien absorpsi suara material dengan memanfaatkan prinsip propagasi gelombang suara di ruang terbuka. Metode ini menjawab kekurangan dari metode tabung impedansi yang hanya bisa menggunakan sudut datang nol, tidak seperti metode ruang bebas yang bisa menggunakan sudut miring. Dalam metode ini, dua mikrofon ditempatkan pada jarak sekitar 5 cm dan 15 cm di depan sampel material yang akan diuji. Sumber suara menghasilkan gelombang suara yang merambat menuju sampel. Kemudian, kedua mikrofon merekam sinyal tekanan suara yang datang dan dipantulkan oleh sampel.

Dengan menganalisis perbedaan fase dan amplitudo antara sinyal yang diterima oleh kedua mikrofon, dapat ditentukan nilai koefisien refleksi kompleks sampel pada berbagai frekuensi.

Dari koefisien refleksi ini, koefisien absorpsi suara dapat dihitung menggunakan persamaan matematika yang diturunkan dari teori gelombang akustik seperti pada Persamaan 2.13. Skema pengukuran penyerapan suara menggunakan metode *free field* ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Setup Pengukuran Koefisien Penyerapan Suara Menggunakan Metode *Free Field* (Cox & D'Antonio, 2005)

Metode dua mikrofon di lapangan bebas memiliki kelebihan dalam hal fleksibilitas dan kemampuan mengukur sampel berukuran besar. Namun, metode ini terbatas pada sampel isotropik dan homogen, yaitu sampel yang memiliki sifat akustik yang sama ke segala arah. Selain itu, pengukuran dapat dipengaruhi oleh kondisi lingkungan, seperti angin dan suhu, serta memerlukan kalibrasi yang cermat untuk memastikan akurasi hasil. Metode ini juga memerlukan ruangan *anechoic* atau *semi-anechoic* sehingga cenderung lebih sulit untuk dilakukan. Standar internasional seperti ISO 13472-1 (*Acoustics - Measurement of sound absorption properties of road surfaces in situ - Part 1: Extended surface method*) dan ISO 17497-1 (*Acoustics - Measurement of the sound absorption coefficient of sound absorbers in a free field - Part 1: High frequencies*) memberikan panduan tentang metode pengukuran dua mikrofon di ruang bebas (Cox & D'Antonio, 2005).

## BAB 3 METODOLOGI

### 3.1 Metode yang digunakan

Penelitian ini akan mengkaji efek parameter geometri yang terdapat pada *micro perforated panel* (MPP) yang meliputi diameter perforasi, jarak antar lubang perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara di belakang panel perforasi terhadap performa koefisien penyerapan suara ( $\alpha$ ) dan *Sound Transmission Loss* (STL). Proses tersebut dilakukan menggunakan perangkat lunak AFMG Soundflow dan ANSYS 2024 R2. Tahapan pertama dimulai dengan penentuan rumusan permasalahan dan juga kajian literatur untuk mendapatkan pemahaman yang baik mengenai penelitian MPP yang telah dilakukan sebelumnya. Literatur yang dipelajari pada tahap ini meliputi pemilihan parameter yang berdampak signifikan terhadap performa penyerapan suara, simulasi pengujian menggunakan AFMG Soundflow dan ANSYS 2024 R2, penentuan variasi yang digunakan, aspek fisis pada propagasi gelombang suara, pembuatan model simulasi pengujian, serta metode pengukuran penyerapan suara dan *sound transmission loss*. Proses simulasi diawali dengan menggunakan perangkat lunak AFMG Soundflow untuk mendapatkan prediksi hasil penyerapan suara dengan cepat sebagai validasi awal. Kemudian, dimensi parameter yang didapatkan akan diuji menggunakan ANSYS 2024 R2 guna mendapatkan pembahasan yang lebih dalam. Penelitian ini berfokus pada kajian frekuensi rendah, yakni frekuensi pada rentang 63–4000 Hz dengan filter 1/3 oktaf. Hasil simulasi kemudian dianalisis untuk mendapatkan pemahaman aspek fisis dan akan disesuaikan terhadap referensi literatur dari jurnal ilmiah, laporan percobaan, serta buku-buku teks tentang akustik dan penyerapan suara.

### 3.2 Desain Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode simulasi numerik dengan perangkat lunak AFMG Soundflow dan ANSYS 2024 R2. Parameter yang divariasikan mengikuti literatur ilmiah populer, terutama literatur dari DahYou Maa pada tahun 1998, yang meliputi diameter perforasi ( $d$ ), jarak antar lubang perforasi ( $b$ ), ketebalan panel MPP ( $t$ ), dan kedalaman rongga udara ( $D$ ). Parameter-parameter ini dianalisis untuk memahami dampaknya terhadap kemampuan *micro perforated panel* dalam menyerap dan menginsulasi suara. Nilai kemampuan penyerapan suara pada penelitian ini dinyatakan dalam koefisien penyerapan suara atau  $\alpha$  yang nilainya antara 0 hingga 1. Kemudian, untuk nilai kinerja insulasi suara dinyatakan dalam parameter akustik *sound transmission loss* atau STL dengan perbedaan pada nilai yang masing-masingnya menyatakan rugi daya suara setelah melewati panel MPP.

### 3.3 Parameter Penelitian

Bagian ini membahas dimensi parameter-parameter yang digunakan dalam penelitian secara rinci. Parameter yang digunakan pada penelitian ini meliputi parameter kontrol dan parameter variasi. Parameter kontrol adalah parameter dimensi MPP yang akan selalu digunakan sebagai acuan. Sedangkan, parameter variasi adalah parameter yang digunakan untuk melihat pengaruh perubahan pada setiap item perubahan secara satu per satu. Untuk melihat pengaruh perubahan, digunakan parameter variasi pada aspek spesifik dan membiarkan dimensi parameter lainnya tetap sama seperti pada parameter kontrol. Penentuan parameter ini dimaksudkan supaya analisis pengaruh parameter geometri pada MPP dapat dikaji secara mendalam.

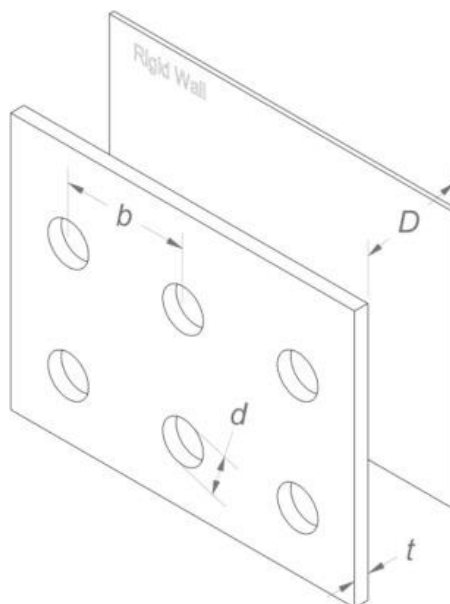
### 3.3.1 Parameter Kontrol

Parameter kontrol yang dimaksud pada penelitian ini adalah parameter yang digunakan sebagai nilai bawaan saat melihat pengaruh perubahan parameter lainnya. Nilai dari parameter kontrol ini didapatkan dari gabungan hasil beberapa studi literatur, dengan mempertimbangkan kemampuan desain MPP untuk difabrikasi pada penelitian selanjutnya. Adapun nilai dari parameter kontrol yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Parameter Kontrol yang Digunakan Pada Penelitian Ini

Parameter dan Notasi	Dimensi Parameter
Diameter perforasi ( $d$ )	1 mm
Jarak antar lubang perforasi ( $b$ )	10 mm
Ketebalan panel ( $t$ )	2.5 mm
Kedalaman rongga udara ( $D$ )	50 mm
Porositas ( $\sigma$ )	0,79%

Skema dari dimensi-dimensi parameter yang digunakan pada penelitian ini merujuk pada penelitian Falsafi yang melihat pengaruh kedalaman rongga udara terhadap kemampuan penyerapan suara pada MPP tunggal, seperti pada Gambar 3.1 (Falsafi & Ohadi, 2017). Pada Gambar 3.1, nilai diameter perforasi merupakan diameter perforasi yang terdapat pada panel MPP dan dinyatakan sebagai  $d$ . Jarak antarperforasi adalah jarak dari pusat lubang ke pusat lubang perforasi dan dinyatakan sebagai  $b$ . Kemudian, ketebalan panel adalah tebal panel MPP yang juga merupakan kedalaman rongga leher jika dikaji dari aspek resonator Helmholtz dan dinyatakan sebagai  $t$ . Yang terakhir, kedalaman rongga udara adalah jarak antara panel MPP dengan permukaan *rigid* yang digunakan pada sistem MPP dan dinyatakan sebagai  $D$ .



Gambar 3.1 Representasi Skematis dari Panel MPP Tunggal dengan Dinding *Rigid* (Falsafi & Ohadi, 2017)

### 3.3.2 Parameter Variasi Geometri

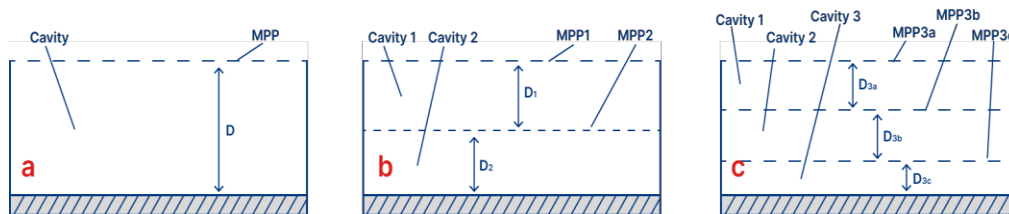
Parameter variasi pada penelitian ini bertujuan untuk melihat efek perubahan dimensi geometri terhadap kinerja MPP dalam penyerapan suara dan insulasi bunyi. Sebagai contoh, saat ingin melihat pengaruh dari diameter perforasi ( $d$ ), digunakan nilai parameter diameter perforasi pada Tabel 3.2. Sementara, parameter lainnya dibiarkan tetap sama seperti pada Tabel 3.1. Hal ini dimaksudkan agar efek dari perubahan di satu parameter tertentu dapat lebih mudah diamati. Parameter variasi yang digunakan pada penelitian ini dinyatakan dalam Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Parameter Variasi yang Digunakan Pada Penelitian Ini

Parameter Variasi	Dimensi Parameter
Diameter perforasi ( $d$ )	0,4 mm, 0,6 mm, 0,8 mm, dan 1 mm
Jarak antar lubang perforasi ( $b$ )	8 mm, 10 mm, 12 mm, dan 14 mm
Ketebalan panel ( $t$ )	1,5 mm, 3 mm, 5 mm, dan 10 mm
Kedalaman rongga udara ( $D$ )	10 mm, 20 mm, 40 mm, dan 80 mm

### 3.3.3 Parameter Variasi *Multi-Layer* MPP

Untuk mendapatkan pemahaman yang lebih menyeluruh terkait dengan potensi MPP dalam penyerapan suara, dilakukan simulasi untuk melihat kinerja *multi-layer* MPP. *Multi-layer* MPP terdiri dari 1, 2, dan 3 lapis MPP dengan spesifikasi yang berbeda dan disusun secara seri seperti pada Gambar 3.2. Kode nama yang digunakan pada variasi *multi-layer* MPP adalah MLMPP1 untuk *single-layer*, MLMPP2 untuk *double-layer*, dan MLMPP3 untuk *triple-layer*. Nilai ketebalan total dari ketiga variasi MPP diasumsikan sama rata, sehingga memudahkan saat membandingkan kinerja sifat akustiknya. Spesifikasi lengkap yang digunakan pada variasi ini dapat dilihat pada Tabel 3.3. Proses penelitian ini mengadopsi penelitian milik Lu et al yang menyimulasikan kinerja MPP *multi-layer*, namun hanya terbatas pada 2 *layer* saja, sehingga ditambahkan variasi lapisan ketiga untuk melihat performa penyerapan suara (Lu et al., 2018).



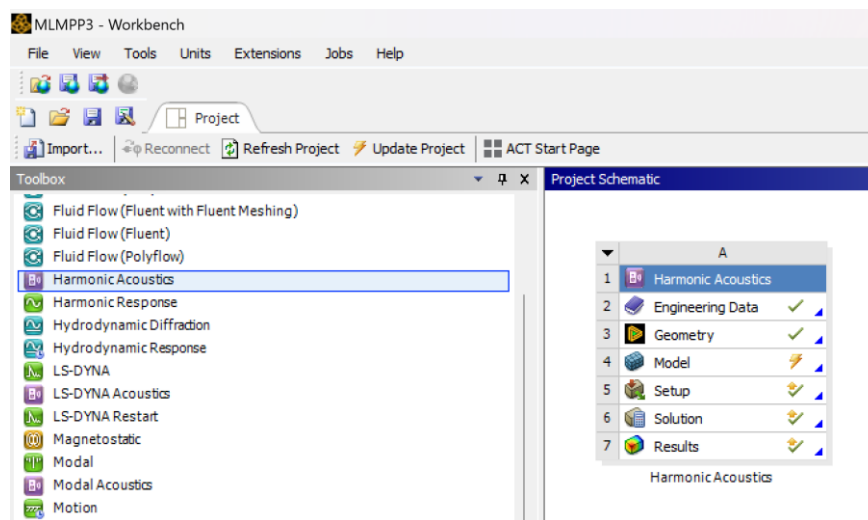
Gambar 3.2 Diagram Skematis untuk *Multi-Layer* MPP. **a** *Single-Layer* MPP (MLMPP1), **b** *Double-Layer* MPP (MLMPP2), **c** *Triple-Layer* MPP (MLMPP3)

Tabel 3.3 Struktur Sampel *Multi-Layer* MPP

Nama Sampel	Struktur Parameter	Ketebalan Panel (mm)	Diameter Perforasi (mm)	Rasio Perforasi (%)	Kedalaman Rongga Udara (mm)
MLMPP1	MPP	$t = 5$	$d = 1$	$\sigma = 0,79$	$D = 79$
MLMPP2	MPP1	$t_1 = 1$	$d_1 = 1$	$\sigma_1 = 0,79$	$D_1 = 40$
	MPP2	$t_2 = 3$	$d_2 = 0,5$	$\sigma_2 = 0,79$	$D_2 = 40$
MLMPP3	MPP3a	$t_{3a} = 1$	$d_{3a} = 1$	$\sigma_{3a} = 0,79$	$D_{3a} = 30$
	MPP3b	$t_{3b} = 3$	$d_{3b} = 1$	$\sigma_{3b} = 0,79$	$D_{3b} = 30$
	MPP3c	$t_{3c} = 5$	$d_{3c} = 1$	$\sigma_{3c} = 0,79$	$D_{3c} = 15$

### 3.4 Pembuatan Model Geometris MPP

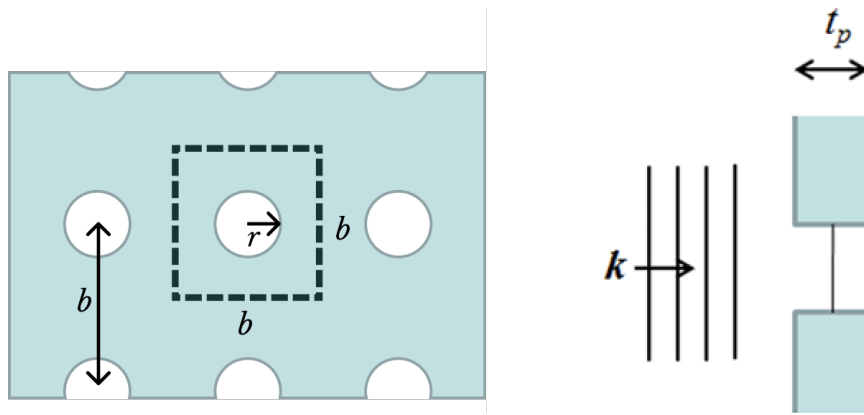
Model geometris *micro perforated panel* dibuat menggunakan *Toolbox Analysis System* yang telah disediakan oleh ANSYS Workbench—sebuah produk ANSYS yang memungkinkan integrasi data di seluruh simulasi teknik untuk membuat model yang lebih akurat secara efisien. Modul *Harmonic Acoustic* dipilih karena dapat menyimulasikan respons perilaku MPP saat diberikan masukan udara dalam domain frekuensi. Modul ini terdiri atas 6 tahapan yang meliputi pengaturan *Engineering Data*, pembuatan geometri objek, pendefinisian model MPP, pengaturan simulasi, pengaturan solusi, serta hasil perolehan simulasi, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 3.3. Pada tahap pengaturan *engineering data*, nilai kecepatan suara pada medium udara diatur sebesar 346,25 m/s, densitas udara sebesar 1,225 kg/m<sup>3</sup>, serta tekanan awal ( $\rho_0$ ) adalah 1 Pascal atau 94 dB. Adapun, pemodelan geometris untuk keperluan analisis MPP diwujudkan dengan ANSYS DesignModeler menggunakan pendekatan *Computer-Aided Design* (CAD). Seluruh proses pembuatan sketsa 2D serta perwujudannya menjadi model 3D dilakukan dalam satu perangkat lunak yang sama.



Gambar 3.3 Pengaturan ANSYS Workbench dengan Modul *Harmonic Acoustics* untuk Simulasi MPP

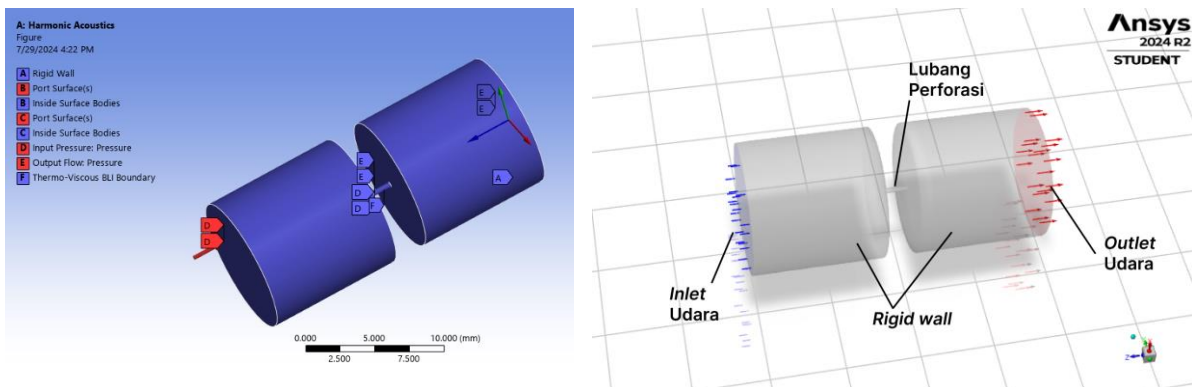
Pendekatan unit sel digunakan untuk memodelkan lubang perforasi pada MPP. Hal ini dimaksudkan untuk mengurangi beban komputasi dalam menjalankan simulasi parameter geometri MPP. Pendekatan unit sel ini memodelkan satu unit lubang perforasi pada MPP yang kemudian diberikan batas simetri pada setiap sisinya untuk memodelkan panel secara utuh. Detail dari pembuatan model geometris MPP akan dibagi menjadi tiga bagian yang meliputi pembuatan model geometri untuk pengujian penyerapan suara  $\alpha$ , pengujian *sound transmission loss*, dan pengujian model MPP seri *multi-layer*.

Adapun, tampak depan dan samping dari penampang MPP yang disimulasikan dapat dilihat pada Gambar 3.4. Model simulasi unit sel ini akan digandakan dengan modul simetri untuk pemodelan jalinan antarunit sel MPP, sehingga terbentuk satu buah panel utuh. Pada Gambar 3.4, ketebalan panel adalah  $tp$ , jari-jari lubang diberi nama  $r$  yang merupakan diameter dibagi dengan dua, serta jarak antara lubang-lubang adalah  $b$ . Nilai awal dari model ini menggunakan nilai dari parameter kontrol seperti pada Tabel 3.1. Kemudian, gelombang bidang (*plane wave*) diberikan dari sisi *port inlet*.



Gambar 3.4 Skema Model MPP Tampak Depan dan Samping dengan Wilayah yang Dimodelkan Ditandai dengan Arsiran Kotak

Pada Gambar 3.5, ditunjukkan model unit sel MPP yang digunakan untuk mendapatkan nilai *Sound Transmission Loss*. Untuk menjaga kecepatan komputasi, proses pemodelan hanya menggunakan satu bagian dari unit sel lubang perforasi. Namun, hal tersebut tidak memberikan perbedaan hasil dibandingkan dengan pemodelan secara utuh pada panel, karena sebagai objek simetri, model dapat direpetisi sepanjang sumbu x dan sumbu y. Adapun, model yang terdapat pada Gambar 3.5 mengikuti nilai parameter sesuai dengan Tabel 3.1.

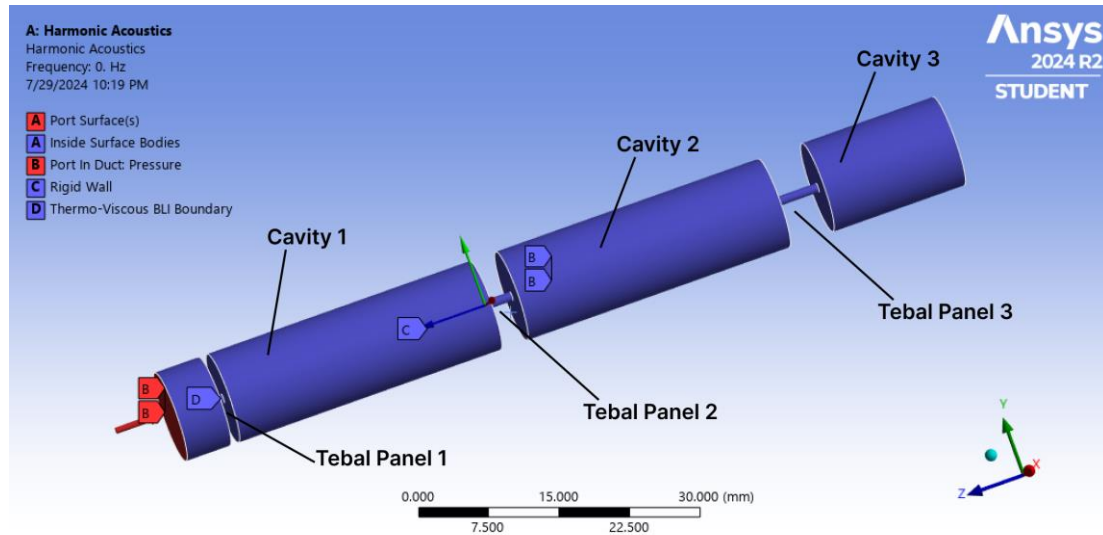


Gambar 3.5 Tampilan Geometri Model Unit Sel MPP untuk Perhitungan *Sound Transmission Loss*

Dari Gambar 3.5, terlihat bahwa terdapat *port inlet* yang menjadi sumber tekanan bunyi, batas *Thermo-Viscous BLI Boundary* untuk menyimulasikan daerah batas sempit di lubang perforasi, serta *port outlet* untuk jalan keluar tekanan bunyi. Dinding yang *rigid* diterapkan pada seluruh batas model kecuali pada *port inlet* dan *outlet* untuk menyimulasikan dinding kaku yang mencegah udara keluar dari sistem. Batas daerah berupa *Port in Duct* juga diterapkan untuk menyimulasikan gelombang bidang (*plane wave*) dengan sudut datang sebesar nol derajat ( $\theta=0^\circ$ ). Pemilihan model ini digunakan untuk mendapatkan nilai penurunan energi suara setelah melewati lubang perforasi pada panel MPP. Adapun dinding rigid tidak diterapkan pada batas di bagian belakang model karena menghindari adanya resonansi yang dapat muncul jika rongga udara terbentuk di belakang panel MPP.

Kemudian, untuk hasil *modelling* MPP *multi-layer* dapat dilihat pada Gambar 3.6. Terlihat bahwa susunan unit sel MPP disusun dengan beberapa lapis MPP yang disimulasikan sebagai

satu unit perforasi, diikuti dengan kedalaman rongga udara di belakangnya seperti diagram skematis yang ditunjukkan pada Gambar 3.2. Adapun, Gambar 3.6 menunjukkan model *multi-layer* MPP dengan tiga *layer* MPP atau MLMPP3. Definisi batas-batas permukaan dan juga material yang digunakan serta metode *study* yang dilakukan di perangkat lunak simulasi ANSYS 2024 R2 dijelaskan lebih lanjut pada subbab berikutnya.



Gambar 3.6 Model 3D untuk MPP *Multi-Layer* variasi MLMPP3

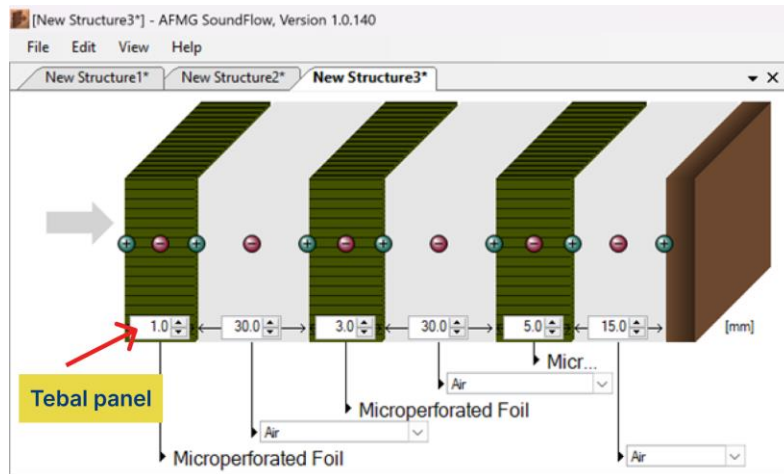
### 3.5 Pengaturan Simulasi Penyerapan Suara ( $\alpha$ ) dan *Sound Transmission Loss* (STL)

Bagian ini menjelaskan secara rinci tahapan simulasi baik pada perangkat lunak simulasi AFMG Soundflow dan juga ANSYS.

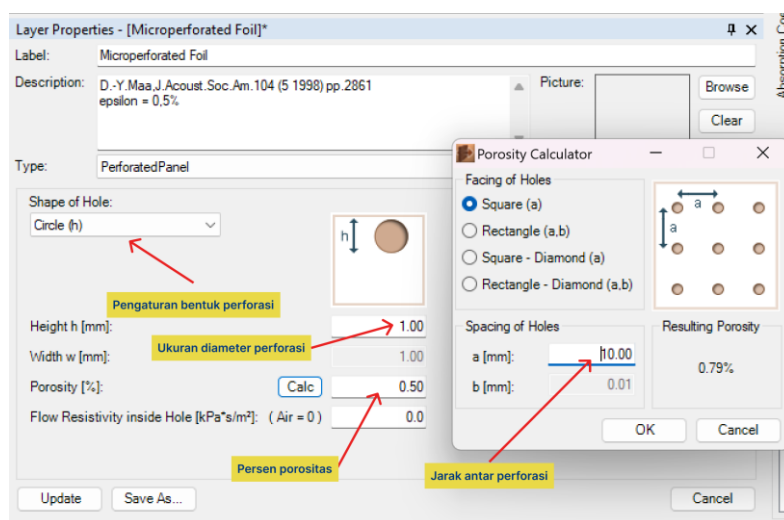
#### 3.5.1 Detail Proses Simulasi dengan AFMG Soundflow

AFMG Soundflow digunakan untuk mendapatkan prediksi hasil penyerapan suara dan *sound transmission loss* dengan beban komputasi yang lebih ringan, sehingga dapat digunakan untuk pengecekan awal sebelum pembuatan model di ANSYS. Hasil simulasi menggunakan AFMG Soundflow menunjukkan kesesuaian dengan penelitian-penelitian terdahulu, sehingga terbilang cukup untuk dijadikan sebagai gambaran awal. Proses simulasi dimulai dengan menyusun lapisan material yang akan digunakan sesuai dengan parameter kontrol, parameter variasi, dan desain *multi-layer* MPP. Nilai-nilai input seperti ketebalan panel, kedalaman rongga udara, ukuran diameter perforasi, dan jarak antar lubang perforasi dimasukkan ke dalam perangkat lunak untuk menghasilkan nilai koefisien penyerapan suara serta *sound transmission loss*. Gambar 3.7 menunjukkan contoh hasil simulasi pengujian MLMPP3 yang terdiri atas 3 lapis *micro perforated panel* dengan rongga udara pada masing-masingnya. Adapun, Gambar 3.8 menunjukkan pengaturan susunan material yang digunakan dalam simulasi. Terlihat bahwa nilai parameter dapat diatur dengan bebas sesuai dengan keinginan dari penggunaannya. Hasil simulasi dari perangkat lunak AFMG Soundflow yang diambil meliputi nilai koefisien penyerapan suara atau  $\alpha$  serta nilai *sound transmission loss* (STL) per frekuensi. Frekuensi yang digunakan pada simulasi dengan perangkat lunak ini terdiri dari rentang 63 Hz hingga 4000 Hz dengan filter 1/3 oktaf.





Gambar 3.7 Susunan Sampel MLMPP3 pada AFMG Soundflow



Gambar 3.8 Pengaturan Nilai Masukan Parameter Geometri pada MPP di AFMG Soundflow

### 3.5.2 Detail Proses Simulasi dengan ANSYS Workbench 2024

Bagian ini akan menjelaskan tentang detail simulasi yang dilakukan pada tahapan prapemrosesan di ANSYS. Tahapan prapemrosesan dimulai dari pemecahan model menjadi bagian-bagian kecil yang disebut *mesh* untuk meningkatkan akurasi simulasi, menentukan *boundary layer* pada model MPP, serta menentukan pengaturan *solution* yang ingin ditampilkan dari hasil simulasi. Penjelasan dari masing-masing tahapan prapemrosesan dijelaskan secara rinci sebagai berikut:

#### 3.5.2.1 Properti Material

Simulasi ini berfokus pada propagasi gelombang bunyi dari sumber suara hingga berinteraksi dengan *micro perforated panel*. Fokus penelitian ini lebih menitikberatkan pada domain tekanan udara dan tidak mengkaji aspek interaksi udara dengan material solid yang mungkin terjadi. Oleh karena itu, material yang digunakan pada simulasi ini hanya udara saja untuk seluruh *Acoustics Region* dan selebihnya hanya didefinisikan sebagai kondisi batas-batas spesifik. Nilai properti dari material udara yang digunakan pada penelitian ini diambil dari

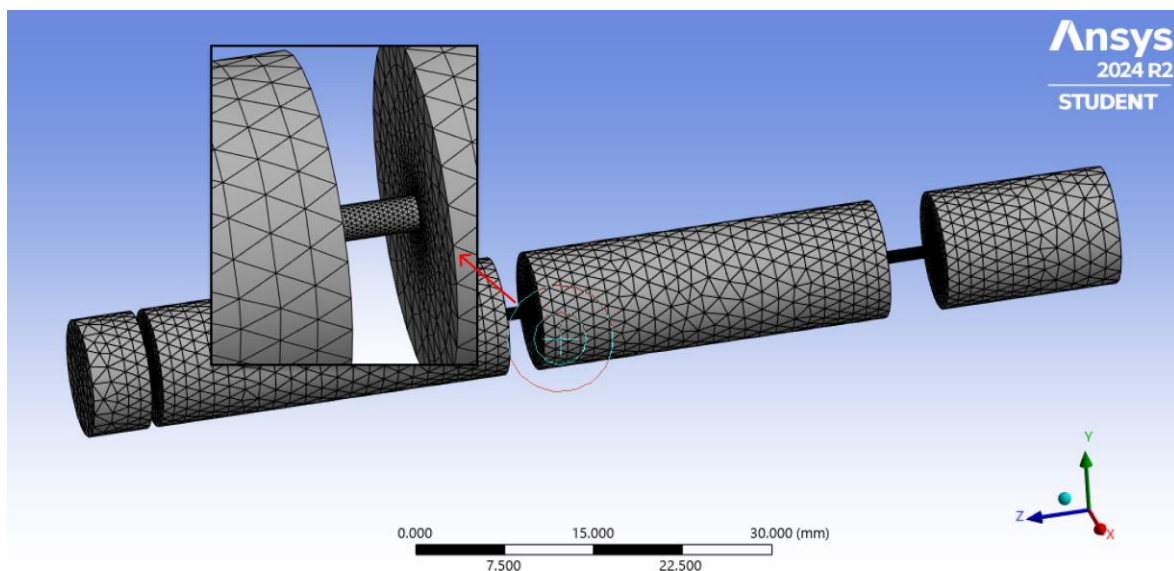
*Engineering Data Sources* yang dimiliki oleh ANSYS seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.9. Terlihat bahwa nilai  $\rho_0$  adalah  $1,225 \text{ kg/m}^3$ , kemudian kecepatan rambat suara pada medium udara atau  $c_0$  adalah  $346,25 \text{ m/s}$ .

Properties of Outline Row 3: Air			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1.225	$\text{kg m}^{-3}$
3	Isotropic Thermal Conductivity	0.0242	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
4	Specific Heat Constant Pressure, $C_p$	1006.4	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
5	Speed of Sound	346.25	$\text{m s}^{-1}$
6	Viscosity	$1.7894\text{E-}05$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$

Gambar 3.9 Properti Material Udara yang Digunakan pada Penelitian

### 3.5.2.2 Proses *Meshing*

Proses *meshing* menjadi tahapan utama dan paling penting dalam simulasi metode numerik. Proses ini memungkinkan pencacahan model 3D yang telah dibuat sebelumnya menjadi bagian-bagian kecil atau *mesh* yang saling terkoneksi satu sama lain. Perlakuan ini akan mempercepat proses komputasi dan meningkatkan akurasi seiring dengan kenaikan resolusi *mesh*. Untuk memperoleh hasil yang lebih akurat, ukuran *mesh* maksimum model yang disarankan adalah  $1/6$  dari panjang gelombang minimum (SheikhMozafari, 2024). Namun, dalam proses *Computational Fluid Dynamics* (CFD) pada penelitian ini, ukuran *mesh* yang digunakan mengikuti standar ANSYS untuk mempermudah proses penentuan ukuran *mesh*. Gambar 3.10 menunjukkan sampel MLMPP3 yang telah diberi perlakuan *mesh*. Terlihat bahwa pada bagian perforasi nilai *mesh* semakin halus untuk menyimulasikan efek *Thermoviscous Loss* secara lebih akurat pada bidang sempit.



Gambar 3.10 Hasil Proses *Meshing* pada Sampel MLMPP3 dengan *Refinement* pada Bagian Perforasi

### 3.5.2.3 Pengaturan Bidang Batas (*Boundary Layer*) Simulasi

Pengaturan bidang batas sangat penting untuk dilakukan guna mendapatkan hasil simulasi yang mendekati kondisi nyata. Bidang-bidang batas yang diterapkan pada model MPP baik pada model untuk mendapatkan nilai koefisien penyerapan suara ataupun model *sound transmission loss* memiliki pengaturan yang hampir mirip. Perbedaan utama antara kedua model tersebut terletak pada tidak adanya *port outlet* pada model pengukuran koefisien penyerapan suara karena *port outlet* digantikan sebagai batas dinding *rigid*. Sedangkan, untuk model STL memiliki *port inlet* di bagian depan model dan *port outlet* untuk eksitasi gelombang suara di ujung akhir model.

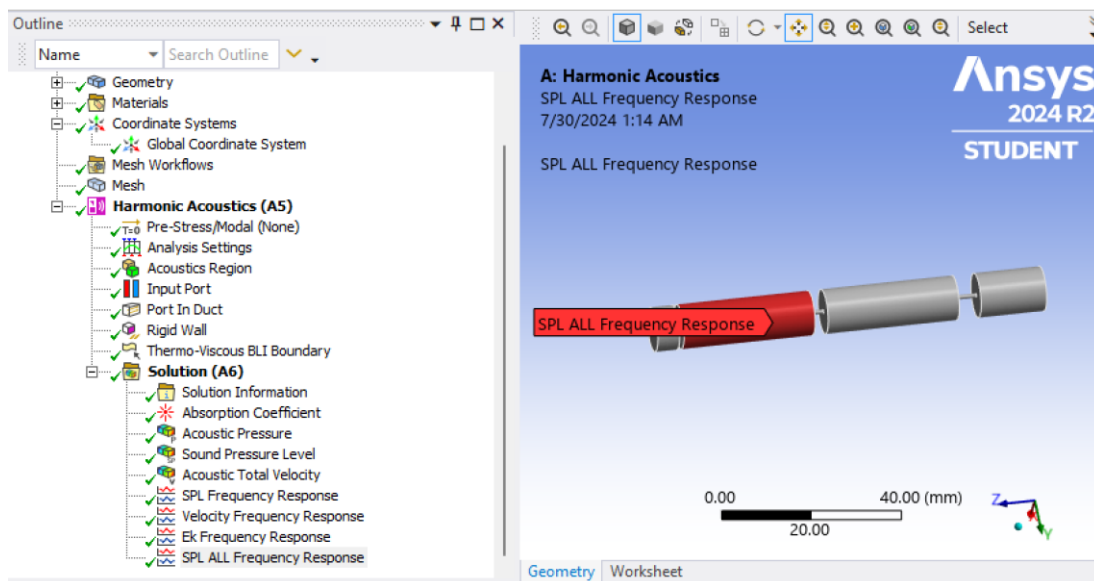
Pada model pengukuran  $\alpha$  dan STL, kondisi batas yang diterapkan secara berturut-turut dapat dilihat pada Gambar 3.5 dan Gambar 3.6. Pemilihan *Rigid Wall* dilakukan di semua bagian dinding model panel terkecuali bagian *inlet* serta *outlet* untuk menyimulasikan pergerakan udara yang hanya berasal dari sumber suara saja dan tidak tercampur dengan pengaruh dari luar. Kemudian, untuk model pengukuran  $\alpha$ , batas *rigid wall* juga diterapkan pada bagian ujung akhir model untuk menciptakan frekuensi resonansi karena MPP membutuhkan nilai kedalaman rongga udara dan dinding di bagian belakangnya (Maa, 1998). Selanjutnya, untuk menyimulasikan sumber tekanan bunyi, digunakan fitur *Port in Duct* dengan nilai sebesar 1 Pa dengan sumber gelombang bidang (*plane wave*). Batas *Thermoviscous Boundary Layer Impedance* (BLI) juga diterapkan pada bagian perforasi atau lubang *micro perforated panel* untuk menyimulasikan daerah sempit sehingga proses simulasi numerik dapat menghasilkan perolehan data yang lebih representatif sesuai dengan kondisi nyata. Pada MLMPP3, tiga buah perforasi masing-masing diberi perlakuan *Thermoviscous BLI* yang sama. Begitupun untuk model sampel MPP lainnya.

### 3.5.2.4 Pengaturan *Solution*

Pengaturan *solution* yang dilakukan pada penelitian ini berbeda-beda dan disesuaikan dengan model yang sedang dibangun. Parameter *solution* telah disediakan oleh ANSYS dapat digunakan untuk mendapatkan pemahaman fenomena kejadian fisis di MPP. Sebagai contoh, untuk model pengukuran koefisien penyerapan suara. *Solution* yang digunakan adalah *absorption coefficient* untuk mendapatkan nilai koefisien penyerapan suara pada MPP, *acoustic pressure* untuk melihat distribusi tekanan bunyi dalam Pa di sistem MPP, *sound pressure level* untuk melihat distribusi tingkat tekanan bunyi dalam dB, serta grafik-grafik respon terhadap frekuensi untuk SPL, kecepatan sesaat, serta energi kinetik di area perforasi. Sedangkan, untuk model perhitungan *sound transmission loss*, *solution* yang digunakan hanya meliputi *transmission loss* saja. Gambar 3.11 menunjukkan contoh pengaturan *solution* untuk mendapatkan nilai SPL sebagai parameter pembantu pada MLMPP3 di salah satu rongga udara resonansi. Pada panel kiri, terlihat banyak *solution* yang telah ditautkan beserta dengan penerapan bagian-bagian batas.

Perhitungan *solution* yang dilakukan oleh ANSYS dapat dilakukan dengan langsung memasukkan parameter-parameter masukan yang diperlukan. Sebagai contoh, untuk mendapatkan data koefisien penyerapan suara, diperlukan definisi *port inlet*. Oleh karena *port inlet* telah didefinisikan pada tahapan pemodelan sistem, parameter ini dapat

langsung dipanggil dan ANSYS akan menghitung nilai koefisien penyerapan suara berdasarkan seberapa besar pantulan yang diterima oleh *port inlet* dan dibandingkan dengan tekanan yang diberikan di sumber. Nilai tersebut kemudian akan menjadi koefisien refleksi dan kemudian hasilnya dijadikan faktor pengurang dari 1 untuk mendapatkan koefisien penyerapan suara. Kemudian, untuk perhitungan *sound transmission loss*, digunakan pendefinisian *port inlet* dan *outlet* dan ANSYS akan membandingkan berapa perbedaan tekanan yang terdapat pada dua *port* tersebut dan melakukan kalkulasi sesuai dengan persamaan STL yakni  $10 \log W_i/W_{tr}$  dengan  $W_i$  adalah besarnya energi yang diberikan dari sumber (*incident power*) dan  $W_{tr}$  adalah energi yang terbaca pada bagian *outlet* yang menunjukkan nilai energi bunyi setelah melewati material MPP (*transmitted power*).



Gambar 3.11 Pengaturan Kondisi Batas dan Penentuan *Solutions*

### 3.6 Pasca Pemrosesan dan Persiapan Analisis Data

Simulasi yang telah dilakukan akan menghasilkan *dataset* yang siap diolah untuk mendapatkan pemahaman lebih dalam mengenai kejadian fisis pada penelitian ini. Selain mengolah data untuk menghasilkan kurva koefisien penyerapan bunyi dan kurva *sound transmission loss*, digunakan pula 3D *Countour Plot* untuk memvisualisasikan *Acoustic Velocity*, *Sound Pressure Level Distribution*, dan *Acoustic Pressure* dari data *Results*. Pengolahan data ini dilakukan secara otomatis oleh ANSYS dan pengguna hanya perlu memasukkan data mana yang ingin divisualisasikan. Data-data yang diperoleh kemudian akan dianalisis untuk mendapatkan pemahaman pengaruh perubahan parameter geometri *micro perforated panel* terhadap nilai koefisien penyerapan suara  $\alpha$  dan *sound transmission loss* (STL).

### 3.7 Bahan dan Peralatan yang Digunakan

Dalam menjalankan penelitian ini, digunakan beberapa peralatan dengan fungsi komputasi untuk melakukan proses simulasi numerik. Rincian peralatan yang digunakan selama penelitian dituliskan sebagai berikut:

### 3.7.1 Peralatan yang Digunakan

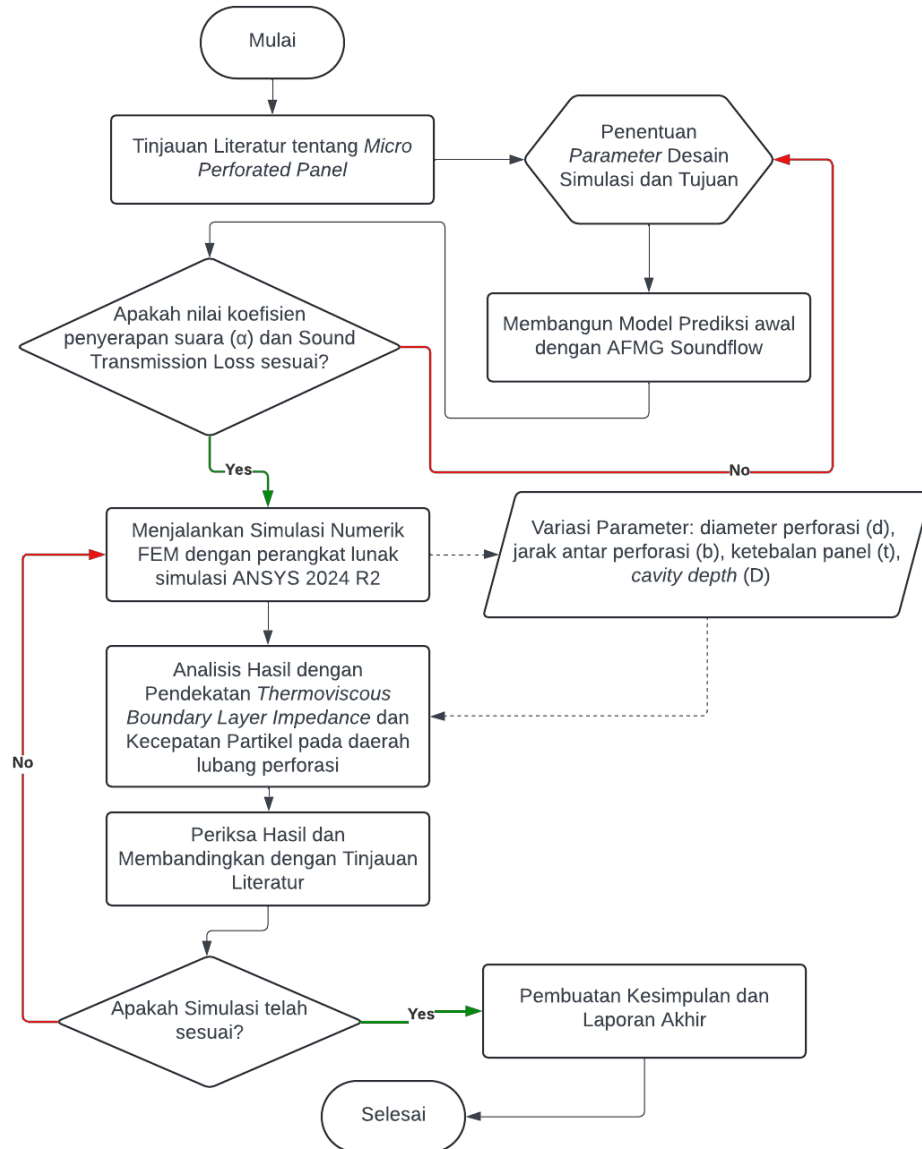
Peralatan dan perangkat lunak beserta dengan fungsinya yang digunakan pada penelitian kali ini dapat dilihat pada Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Bahan dan Peralatan yang Digunakan Selama Penelitian

No	Nama Alat	Penjelasan Fungsi	Gambar
1	Laptop Asus Vivobook Pro 14X OLED (AMD Ryzen 7 5000 Series, 16GB RAM, RTX Studio 3060 Ti)	Sebagai mesin untuk menjalankan proses simulasi dan olah data penelitian	
2	Laptop Macbook Air M1 (CPU 8 Core, Neural Engine 16 Core)	Sebagai mesin untuk menjalankan proses simulasi dan penulisan laporan hasil penelitian	
3	ANSYS Workbench 2024 R2	Sebagai perangkat lunak untuk menjalankan fungsi integrasi simulasi untuk seluruh tools ANSYS lainnya	
4	ANSYS DesignModeler	Untuk membuat model geometri sketsa 2D dan model 3D dari <i>micro perforated panel</i>	
5	ANSYS Mechanical 2024 R2	Sebagai perangkat lunak untuk menyimulasikan modul <i>Harmonic Acoustics</i>	
6	Perangkat Lunak AFMG Soundflow	Sebagai perangkat lunak untuk menjalankan fungsi prediksi awal untuk memberikan gambaran sebelum proses simulasi FEM dijalankan	
7	Perangkat Lunak Origin2024b	Sebagai perangkat lunak untuk menjalankan fungsi pembuatan grafik dan analisa data hasil simulasi	

### 3.8 Urutan Pelaksanaan Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan berdasarkan urutan yang terdapat pada diagram alir seperti pada Gambar 3.12.



Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian Pengaruh Parameter Geometri *Micro Perforated Panel* pada Kemampuan Penyerapan Suara dan STL

## BAB 4 Hasil dan Pembahasan

### 4.1 Hasil Penelitian

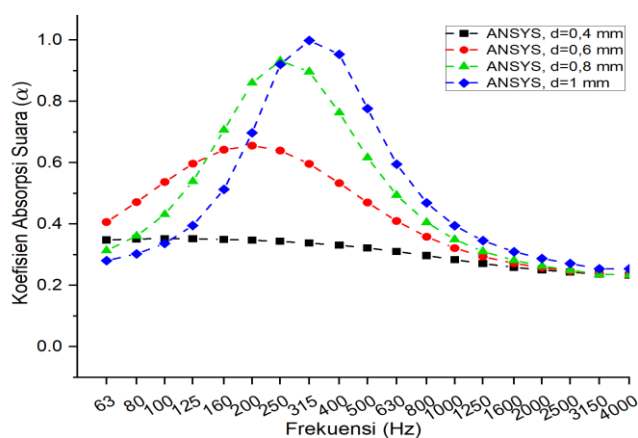
Penelitian ini memiliki tujuan akhir untuk mengetahui pengaruh parameter geometri *micro perforated panel* (MPP) terhadap performa penyerapan suara dan juga nilai *sound transmission loss*. Rentang frekuensi yang digunakan pada penelitian ini adalah 63 Hz hingga 4000 Hz dengan filter 1/3 oktaf. Pemilihan rentang ini dimaksudkan untuk mendapatkan pemahaman yang mencukupi pada rentang frekuensi rendah namun tidak sampai membebani perangkat komputasi karena pada simulasi dibutuhkan iterasi mengikuti jumlah domain *meshing* yang dihitung dan akan membutuhkan durasi komputasi sangat lama apabila terdapat banyak rentang frekuensi yang dianalisis. Proses analisis dilakukan dengan menggunakan modul ANSYS Mechanical 2024 serta AFMG Soundflow.

#### 4.1.1 Analisis Pengaruh Parameter Geometri MPP terhadap Kemampuan Penyerapan Suara ( $\alpha$ )

Pada subbab ini, diperlihatkan hasil simulasi pengaruh perubahan parameter *micro perforated panel* yang terdiri atas pengaruh diameter perforasi ( $d$ ), jarak antar perforasi ( $b$ ), ketebalan panel mpp ( $t$ ), dan kedalaman rongga udara di belakang panel MPP ( $D$ ) terhadap kinerja penyerapan suara ( $\alpha$ ). Tabel 3.1 menunjukkan parameter kontrol yang digunakan pada penelitian kali ini. Parameter kontrol ini digunakan sebagai acuan untuk melihat pengaruh perubahan parameter geometri yang terdapat pada Tabel 3.2 sedangkan dimensi-dimensi lainnya dibiarkan tetap seperti pada Tabel 3.1. Berikut ini merupakan perolehan data yang dihasilkan dari simulasi menggunakan perangkat lunak AFMG Soundflow dan ANSYS.

##### 4.1.1.1 Analisis Pengaruh Diameter Perforasi ( $d$ )

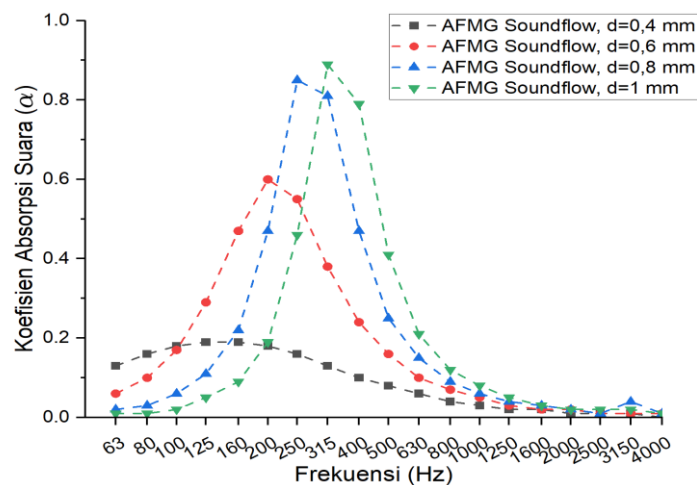
Dimensi diameter perforasi yang dianalisis pengaruhnya terhadap kinerja penyerapan suara meliputi 0,4 mm, 0,6 mm, 0,8 mm, dan 1 mm. Hal ini didasarkan atas definisi *micro perforated panel* yang mengharuskan ukuran diameter di bawah 1 mm untuk menunjukkan performa terbaiknya. Kinerja penyerapan suara tersebut dianalisis pada frekuensi 63 hingga 4000 Hz dengan filter 1/3 oktaf. Hasil grafik yang didapatkan dari pengujian ANSYS dengan fitur *Parameter*, yang mengizinkan pengulangan variasi berdasarkan parameter masukan yang berbeda, untuk diameter perforasi ditunjukkan pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Nilai Koefisien Penyerapan Suara pada Variasi Diameter Perforasi ( $d$ ) Hasil Simulasi ANSYS

Gambar 4.1 menunjukkan 4 buah grafik yang merepresentasikan setiap dimensi diameter perforasi yang dianalisis. Nilai diameter perforasi yang berbeda menunjukkan karakteristik penyerapan suara yang berbeda pula. Semakin meningkatnya ukuran diameter perforasi maka nilai penyerapan suara juga semakin meningkat. Grafik tersebut menunjukkan bahwa pada diameter 0,4 mm, nilai koefisien penyerapan suara maksimum hanya 0.35, disusul dengan 0.65 pada diameter 0,6 mm, 0.93 pada diameter 0,8 mm, dan puncaknya adalah 0.998 pada diameter 1 mm. Dari data ini, didapatkan pemahaman bahwa diameter perforasi yang semakin kecil tidak selalu menunjukkan performa penyerapan suara yang baik.

Kemudian, pada Gambar 4.1 juga didapatkan pemahaman bahwa peningkatan ukuran diameter perforasi menyebabkan frekuensi resonansi pada sistem MPP bergeser ke arah frekuensi yang lebih tinggi. Frekuensi puncak penyerapan suara pada diameter 0,4 mm berada pada frekuensi 100 Hz, kemudian pada diameter 0,6 mm pada 200 Hz, selanjutnya pada diameter 0,8 mm berada pada 250 Hz, dan pada diameter 1 mm menghasilkan frekuensi resonansi pada 315 Hz. Penyerapan suara yang terjadi didominasi pada rentang frekuensi di sekitar frekuensi resonansi. Sebagai contoh, pada variasi diameter perforasi 1 mm, nilai penyerapan suara naik dari perlahan pada frekuensi 160 Hz dengan  $\alpha$  0.51 hingga mencapai puncaknya pada frekuensi 315 dengan nilai  $\alpha$  0.99 lalu turun kembali performa penyerapan suaranya setelah frekuensi puncak resonansi hingga stagnan pada frekuensi yang lebih tinggi.



Gambar 4.2 Nilai Koefisien Penyerapan Suara pada Variasi Diameter Perforasi (d) Hasil Simulasi AFMG Soundflow

Hasil simulasi menggunakan AFMG Soundflow menunjukkan tren nilai penyerapan suara yang sedikit berbeda. Gambar 4.2 menunjukkan hasil simulasi diameter perforasi pada Soundflow. Terlihat bahwa nilai penyerapan suara secara umum lebih rendah jika dibandingkan dengan simulasi ANSYS. Namun, nilai frekuensi resonansi yang dihasilkan cukup identik. Frekuensi resonansi yang dihasilkan oleh simulasi Soundflow secara berturut-turut untuk setiap kenaikan diameter perforasi adalah 125 Hz dengan  $\alpha$  0.19, 200 Hz dengan  $\alpha$  0.6, 250 Hz dengan nilai  $\alpha$  0.85, dan 315 Hz dengan nilai  $\alpha$  0.89.

Untuk memudahkan perbandingan, nilai frekuensi resonansi hasil perhitungan teoritis dan nilai frekuensi resonansi puncak penyerapan suara dari simulasi ditampilkan pada Tabel 4.1. Terlihat bahwa terdapat selisih antara puncak penyerapan suara yang terjadi di hasil simulasi

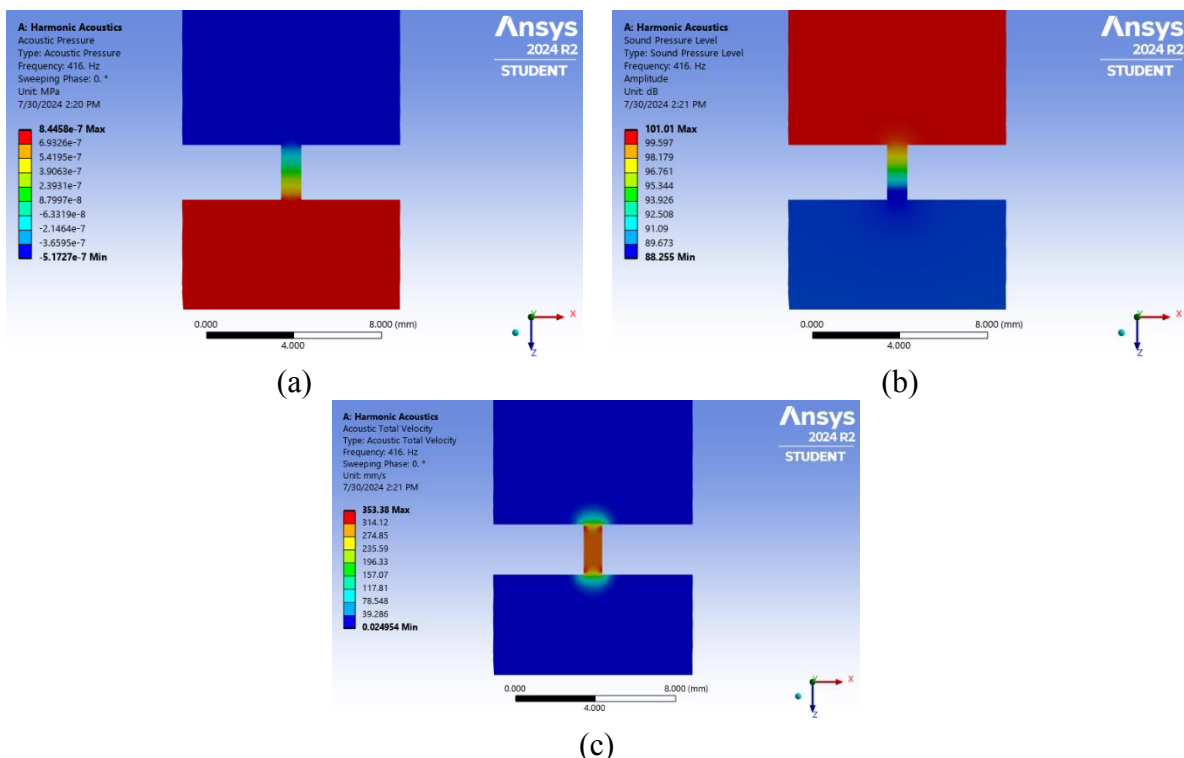


jika dibandingkan dengan perhitungan frekuensi resonansi. Perbedaan ini didapatkan karena pada resolusi dari proses simulasi hanya 1/3 oktaf sehingga sulit mendapatkan nilai frekuensi resonansi simulasi yang tepat sama dengan frekuensi resonansi perhitungan. Namun, nilai frekuensi puncak penyerapan suara hasil simulasi masih dalam rentang yang cukup mendekati hasil perhitungan. Terlihat juga nilai koefisien penyerapan suara yang Soundflow lebih kecil jika dibandingkan dengan ANSYS.

Tabel 4.1 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Diameter Perforasi Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow

$d$ (mm)	$f_0$ Teoritik (Hz)	$f_0$ ANSYS (Hz)	$\alpha$ ANSYS	$f_0$ Soundflow (Hz)	$\alpha$ Soundflow
0.4	161	125	0.35	125	0.16
0.6	235	200	0.66	200	0.6
0.8	304	250	0.93	250	0.85
1	371	315	0.998	315	0.89

Hasil simulasi ANSYS juga menunjukkan bahwa penyerapan suara maksimum terjadi pada rentang frekuensi resonansi. Saat hal ini terjadi, nilai kecepatan akustik sesaat, distribusi temperatur, dan juga tekanan bunyi mengalami perubahan yang signifikan seperti pada Gambar 4.3. Gambar 4.3 menunjukkan analisis FEM dari unit sel MPP saat frekuensi resonansi terjadi di variasi diameter 1 mm pada 415 Hz. Dari bawah ke atas, bagian bawah adalah sumber suara, kemudian terdapat lubang perforasi, kemudian bagian atas adalah area rongga udara.



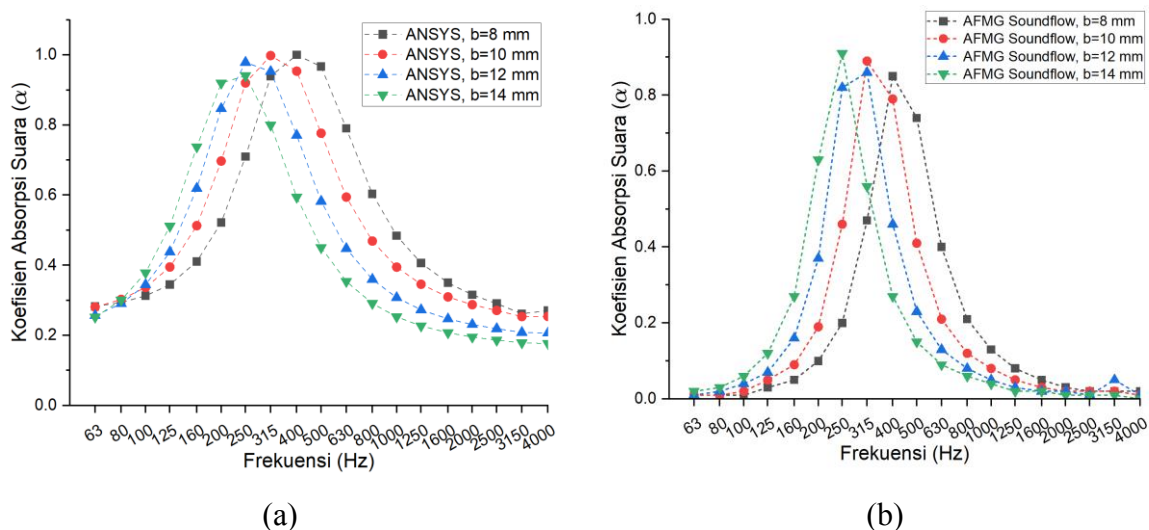
Gambar 4.3 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di  $d=1$  mm dan 315 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s)

Gambar 4.3(a) menunjukkan tekanan suara yang menurun dari sekitar 0,8445 Pa menjadi -0,517 Pa setelah melalui panel MPP. Gambar 4.3(b) menunjukkan nilai tekanan bunyi dalam dB mengalami peningkatan dari area sumber yang mana nilainya sekitar 88 dB menjadi 101 dB di area rongga udara. Peningkatan ini terjadi saat frekuensi resonansi tercapai dan membuat tekanan udara mudah diteruskan dari panel ke rongga udara karena adanya kecocokan impedansi antara udara dengan permukaan panel. Kemudian, nilai kecepatan udara sesaat yang terlihat pada Gambar 4.3(c) menunjukkan nilai laju perubahan posisi untuk interval waktu yang sangat kecil (hampir nol). Terlihat bahwa pada bagian tengah perforasi, nilai laju udara meningkat dari 0,02 mm/s di area sumber menjadi 353,38 mm/s atau 0,335 m/s di area tengah perforasi. Hal ini membuat pembentukan lapisan *viscous boundary layer* yang kemudian menyebabkan disipasi energi akustik suara menjadi energi panas serta meloloskan sebagian besar suara karena terjadi kecocokan impedansi antara impedansi udara sumber dengan impedansi permukaan MPP.

#### 4.1.1.2 Pengaruh Jarak Antar Perforasi (b)

Pengaruh jarak antar perforasi pada *micro perforated panel* dianalisis dengan menggunakan variasi jarak dari 8 mm hingga 14 mm dengan kenaikan 2 mm di setiap variasinya. Nilai parameter lain dibiarkan tetap sama seperti pada parameter kontrol yakni diameter perforasi 1 mm, ketebalan panel 2,5 mm, dan kedalaman rongga udara 50 mm. Jarak perforasi yang dimaksud pada parameter ini adalah jarak antara pusat ke pusat diameter perforasi MPP. Peningkatan jarak perforasi akan membuat MPP memiliki pori-pori yang lebih renggang antara satu sama lain sehingga menurunkan jumlah perforasi lubang yang bisa didapat pada satu panel MPP. Peningkatan jarak MPP di variasi ini menghasilkan rasio perforasi atau  $\sigma$  sebesar 1,23% untuk jarak 8 mm,  $\sigma$  0,79% pada jarak 10 mm,  $\sigma$  0,55% pada jarak 12 mm, dan  $\sigma$  sebesar 0,40% pada jarak 14 mm.

Pengaruh jarak antar perforasi terhadap nilai koefisien penyerapan bunyi pada MPP ditunjukkan pada grafik yang terhadap pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 Pengaruh Perubahan Parameter Jarak antar Perforasi pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada simulasi (a) ANSYS (b) AFMG Soundflow

Terlihat bahwa semakin meningkatnya jarak antar perforasi membuat nilai frekuensi resonansi bergeser ke arah frekuensi yang lebih rendah dan juga memperkecil *bandwith* penyerapan suara

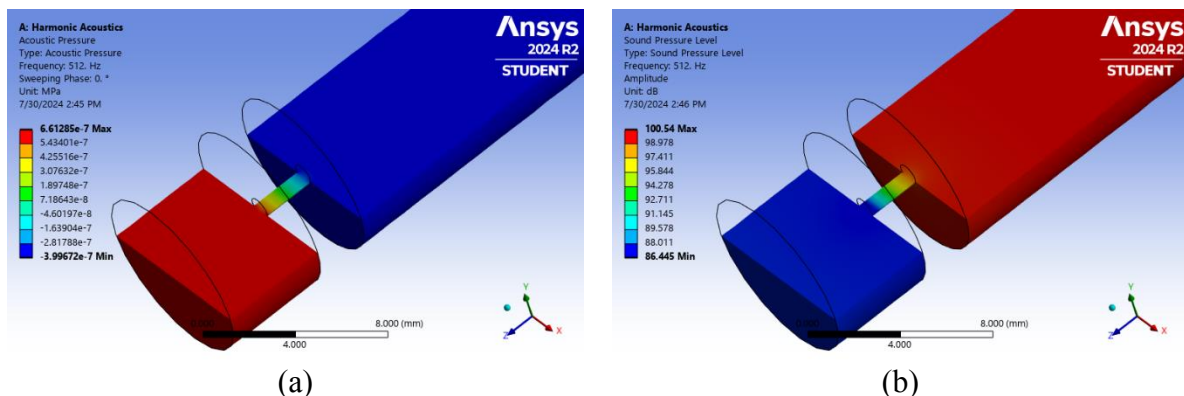
yang ditandai dengan menyempitnya frekuensi yang terserap. Frekuensi resonansi yang dihasilkan pada kenaikan jarak antar perforasi secara berturut-turut adalah 400 Hz, 315 Hz, 250 Hz, dan 250 Hz. Kemudian, kinerja kemampuan penyerapan suara pada frekuensi resonansi memiliki tren yang sama dengan nilai penyerapan suara stabil berada pada rentang 0.94 hingga 0.99. Namun, peningkatan ketebalan panel secara bertahap mempersempit rentang frekuensi penyerapan suara.

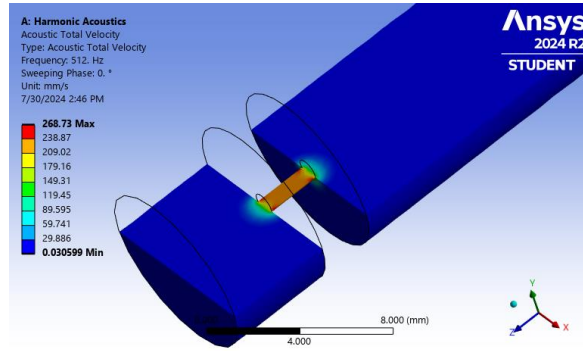
Nilai koefisien penyerapan suara yang maksimum terjadi pada saat frekuensi resonansi tercapai. Tabel 4.2 menunjukkan nilai perbandingan antara hasil perhitungan frekuensi resonansi terhadap nilai frekuensi resonansi yang diambil dari puncak penyerapan suara hasil simulasi ANSYS dan AFMG Soundflow. Perhitungan nilai frekuensi resonansi dilakukan dengan menggunakan Persamaan 2.9 yang menggunakan pendekatan elektro akustik untuk mendapatkan nilai prediksi frekuensi resonansi. Terlihat bahwa hasil perhitungan simulasi jauh berbeda dengan nilai frekuensi resonansi perhitungan teoritis. Perbedaan yang ada disebabkan oleh filter 1/3 oktaf yang digunakan di simulasi tidak dapat menjangkau semua rentang frekuensi.

Tabel 4.2 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Jarak Antar Perforasi Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow

$b$ (mm)	$f_0$ Teoritik (Hz)	$f_0$ ANSYS (Hz)	$\alpha$ ANSYS	$f_0$ Soundflow (Hz)	$\alpha$ Soundflow
8	605	400	1	400	0.85
10	484	315	0.998	315	0.89
12	403	250	0.978	315	0.86
14	346	250	0.94	250	0.91

Kemudian, Gambar 4.5 menunjukkan mekanisme terjadinya disipasi energi yang membuat kenaikan nilai koefisien penyerapan suara pada variasi perubahan parameter geometri jarak antar perforasi. Variasi yang ditunjukkan pada Gambar 4.5 adalah kejadian penyerapan suara maksimum pada frekuensi resonansi 512 Hz di variasi jarak antar perforasi 8 mm. Terlihat bahwa nilai tekanan bunyi dalam Pascal menurun setelah melewati panel MPP dari yang semula 0,661 Pa menjadi -0,399 Pa seperti pada Gambar 4.5(a). Nilai tingkat tekanan bunyi mengalami peningkatan dari 86,44 dB menjadi 100,54 dB pada area rongga udara di belakang panel MPP, hal ini disebabkan karena adanya laju tekanan udara yang memasuki rongga udara seperti yang ditunjukkan pada kenaikan kecepatan sesaat seperti yang terlihat pada Gambar 4.5(c).





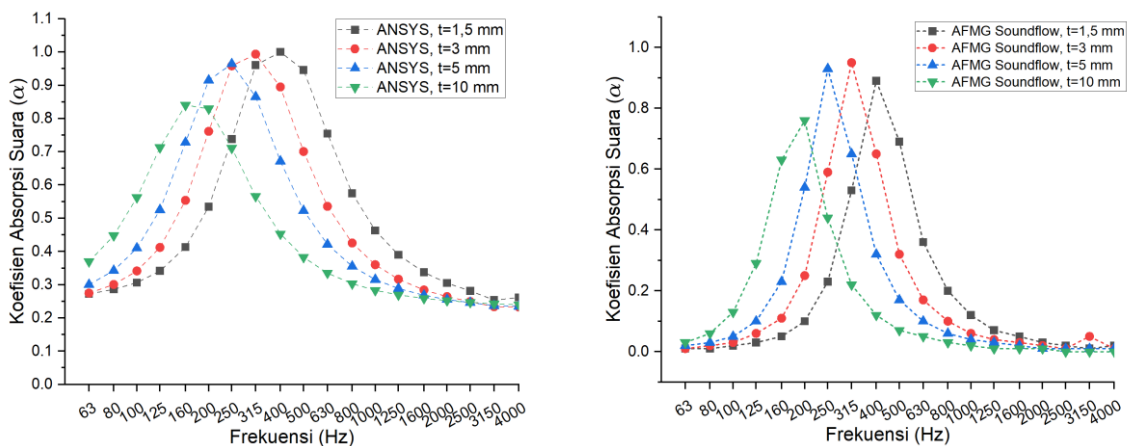
(c)

Gambar 4.5 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di  $b=8$  mm dan 512 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s)

Terlihat bahwa saat frekuensi resonansi terjadi, nilai kecepatan sesaat pada leher perforasi meningkat dan mengizinkan udara dapat memasuki sistem resonator di belakang panel MPP sehingga terdapat disipasi energi karena gesekan dengan permukaan dalam perforasi MPP. Nilai kecepatan udara meningkat dari yang semula 0,03 mm/s menjadi 268,73 mm/s atau sekitar 0,268 m/s.

#### 4.1.1.3 Pengaruh Ketebalan Panel MPP ( $t$ )

Pengaruh ketebalan panel pada penelitian ini dianalisis dengan menggunakan 4 variasi ketebalan panel yang berbeda-beda. Ketebalan panel yang digunakan pada penelitian ini meliputi 1,5 mm, 3 mm, 5 mm, dan 10 mm. Parameter lain dibiarkan tetap sama seperti pada Tabel 3.1. Peningkatan ketebalan panel MPP memberikan pengaruh signifikan pada nilai frekuensi resonansi dan juga nilai penyerapan suara. Gambar 4.6 menunjukkan efek perubahan ketebalan panel terhadap nilai penyerapan suara. Grafik pada Gambar 4.6 menunjukkan bahwa seiring dengan peningkatan nilai ketebalan panel MPP, nilai frekuensi resonansi akan bergeser ke arah frekuensi yang lebih rendah dan juga terdapat penurunan performa penyerapan suara secara keseluruhan. Nilai lebar frekuensi yang terserap juga semakin menyempit sehingga secara umum peningkatan ketebalan panel akan menurunkan performa MPP jika ditinjau dari aspek lebar frekuensi penyerapan dan maksimum koefisien penyerapan suara yang bisa dihasilkan.



Gambar 4.6 Pengaruh Perubahan Parameter Ketebalan Panel ( $t$ ) pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada Simulasi (kiri) ANSYS dan (kanan) AFMG Soundflow

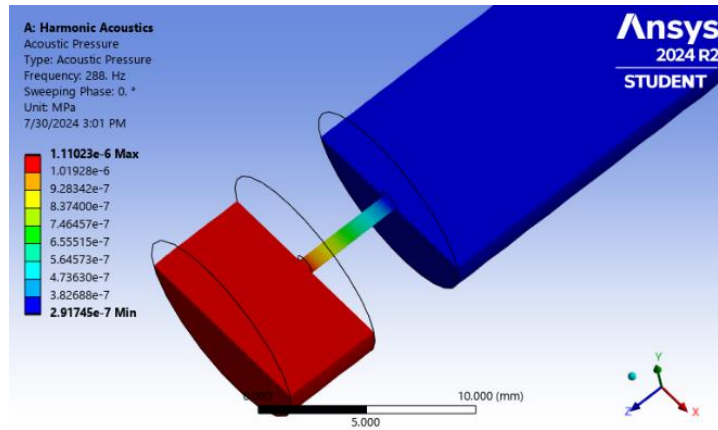
Panel dengan ketebalan sebesar 3 mm memiliki performa nilai penyerapan suara yang tinggi pada frekuensi 400 Hz dengan kemampuan penyerapan suara hingga 99%. Adapun nilai frekuensi resonansi berturut-turut untuk ketebalan panel 1,5 mm, 3 mm, 5 mm, dan 10 mm adalah 400 Hz, 315 Hz, 250 Hz, dan 160 Hz. Kemudian untuk nilai penyerapan suara pada frekuensi resonansi secara berturut-turut adalah 0.999, 0.996, 0.964, dan 0.84. Panel dengan ketebalan 1,5 mm memiliki pita penyerapan frekuensi yang paling lebar jika dibandingkan dengan panel 3 mm, 5 mm, dan 10 mm. Rentang penyerapan suara efektif pada variasi ketebalan panel dengan mengasumsikan diperlukan minimal nilai  $\alpha=0.7$ .

Tabel 4.3 memperlihatkan perbandingan antara hasil perhitungan frekuensi resonansi dari aspek teoritis dengan pengujian simulasi. Terlihat bahwa nilai frekuensi resonansi hasil perhitungan dan simulasi menunjukkan tren kemiripan dan memiliki perbedaan di bawah 50 Hz. Perbedaan ini disebabkan karena pada proses simulasi tidak menggunakan semua rentang frekuensi dan hanya menggunakan filter 1/3 oktaf. Limitasi tersebut memaksa hasil simulasi memiliki rentang interval yang cukup jauh sehingga ketepatan frekuensi resonansinya sulit untuk dicapai. Terlihat juga bahwa nilai puncak penyerapan suara pada ANSYS dan Soundflow tepat sama dengan keseluruhan koefisien penyerapan suara lebih tinggi pada simulasi ANSYS.

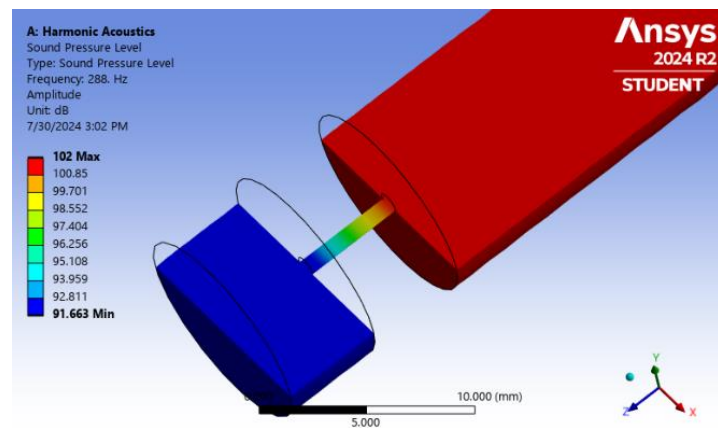
Tabel 4.3 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Ketebalan Panel Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow

$t$ (mm)	$f_0$ Teoritik (Hz)	$f_0$ ANSYS (Hz)	$\alpha$ ANSYS	$f_0$ Soundflow (Hz)	$\alpha$ Soundflow
1.5	442	400	0.99	400	0.89
3	346	315	0.99	315	0.95
5	280	250	0.96	250	0.93
10	206	160	0.84	200	0.76

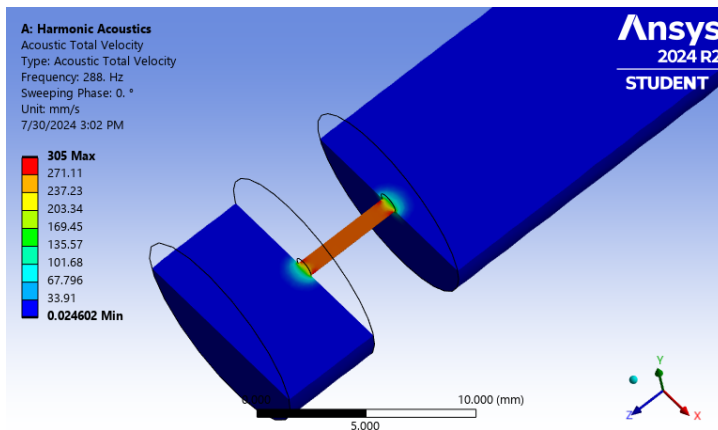
Saat puncak penyerapan suara terjadi, nilai koefisien penyerapan suara akan meningkat tajam, sebagai contoh untuk variasi ketebalan panel 5 mm, nilai koefisien penyerapan udara naik perlahan hingga mencapai puncaknya pada frekuensi resonansi 288 Hz. Gambar 4.7 menunjukkan nilai dari tekanan akustik, nilai SPL, serta nilai kecepatan sesaat saat frekuensi resonansi. Selanjutnya, Gambar 4.7(a) menunjukkan penurunan tekanan bunyi dalam rongga udara setelah melalui lubang perforasi. Tekanan udara awal adalah 1,11 Pa dan menurun perlahan sepanjang lubang perforasi hingga akhirnya mencapai 0,29 Pa pada area rongga udara di belakang panel MPP. Nilai tingkat tekanan bunyi naik pada area rongga udara dari yang semua 91,6 dB pada area sebelum perforasi dan menjadi 102 dB pada rongga udara. Peningkatan ini karena adanya efek resonansi sehingga tekanan udara berosilasi maksimum hingga nilainya meningkat seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.7(b). Sejalan dengan itu, kecepatan sesaat energi akustik mengalami peningkatan besar pada area lubang perforasi dari yang semula 0,024 mm/s menjadi 305 mm/s atau 0,305 m/s dan mengizinkan lebih banyak udara untuk memasuki rongga udara di belakang MPP seperti yang terlihat pada Gambar 4.7(c). Terlihat bahwa ada distorsi kecepatan suara pada daerah batas permukaan dan menyebabkan adanya *viscous boundary layer* yang mengakibatkan gesekan udara dengan permukaan di dalam perforasi yang meningkatkan disipasi energi bunyi menjadi bentuk energi panas.



(a)



(b)



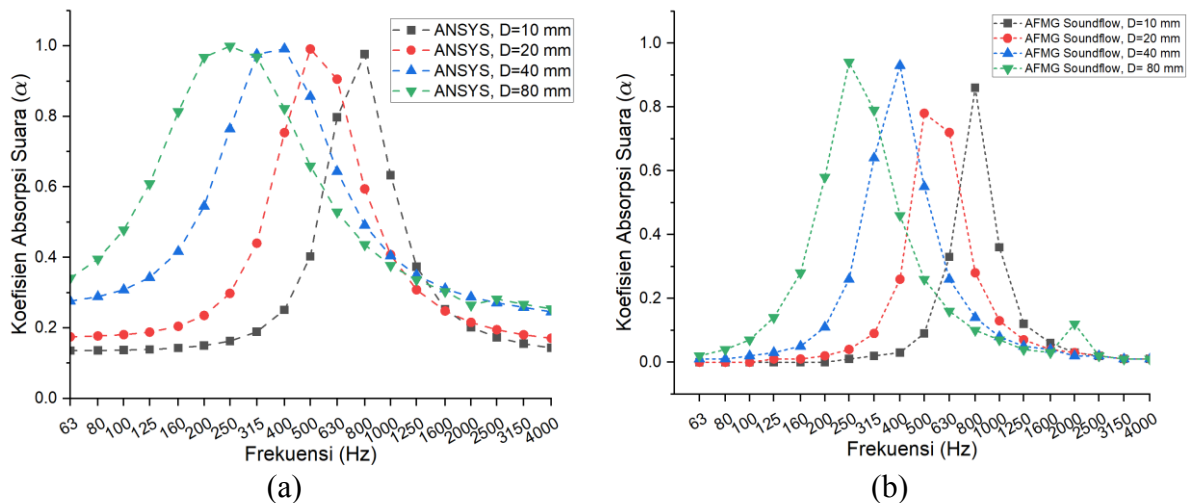
(c)

Gambar 4.7 Hasil FEM saat Frekuensi Resonansi yang Terjadi di  $t=5$  mm dan 250 Hz dengan (a) Tekanan Akustik (Pa), (b) Total SPL (dB), (c) Kecepatan Akustik Sesaat (m/s)

#### 4.1.1.4 Pengaruh Kedalaman Rongga Udara atau *Cavity Depth* ( $D$ )

Pengaruh kedalaman rongga udara terhadap performa penyerapan suara ditinjau dengan variasi ketebalan udara mulai dari 10 mm, 20 mm, 40 mm, dan 80 mm. Panel MPP membutuhkan rongga udara di belakang perforasi untuk menyimulasikan sistem pegas sehingga jika terdapat gelombang suara yang memasuki perforasi maka akan mendorong massa akustik pada perforasi ke rongga udara dan menciptakan sistem pegas yang berosilasi. Osilasi

maksimum terjadi pada saat frekuensi natural terjadi, saat frekuensi natural, nilai osilasi menghasilkan amplitudo paling tingginya dan pada akhirnya menghasilkan kemampuan penyerapan suara yang maksimal. Hasil simulasi pengaruh kedalaman rongga udara terhadap kemampuan penyerapan suara ditunjukkan seperti pada Gambar 4.8(a-b).



Gambar 4.8 Pengaruh Perubahan Parameter Kedalaman Rongga Udara atau *cavity depth* (D) pada MPP terhadap Koefisien Penyerapan Suara pada Simulasi (a) ANSYS (b) AFMG Soundflow

Gambar 4.8 menunjukkan pengaruh perubahan parameter kedalaman rongga udara dan terlihat bahwa pada saat nilai kedalaman rongga udara ditingkatkan akan membuat frekuensi resonansi bergeser ke arah frekuensi yang lebih rendah sedangkan nilai koefisien penyerapan suaranya cenderung sama dan tidak terlalu berbeda. Nilai puncak frekuensi resonansi secara berturut-turut untuk kedalaman rongga udara 10, 20, 40, dan 80 mm meliputi 800 Hz, 500 Hz, 400 Hz, dan 250 Hz. Kemudian, kinerja penyerapan suara pada frekuensi resonansi adalah  $\alpha$  0.97 pada D=10 mm,  $\alpha$  0.991 pada D=20 mm,  $\alpha$  0.991 pada D=40 mm, dan  $\alpha$  0.999 pada D=80 mm.

Prediksi puncak penyerapan suara juga dihitung dengan menggunakan perhitungan frekuensi resonansi teoritik. Hasilnya dapat dilihat pada Tabel 4.4 Terlihat bahwa nilai frekuensi resonansi yang dihasilkan oleh simulasi sangat berbeda jauh dengan teoritik. Perbedaan yang dihasilkan memiliki rentang 130 Hz pada kedalaman rongga udara 80 mm dan semakin meningkat selisihnya seiring dengan penurunan kedalaman rongga udara. Pada kedalaman rongga udara 10 mm, selisih frekuensi resonansi yang ada mencapai 282 Hz.

Tabel 4.4 Perbandingan Frekuensi Resonansi Parameter Kedalaman Rongga Udara Hasil Perhitungan Teoritis dengan Simulasi ANSYS dan Soundflow

$D$ (mm)	$f_0$ Teoritik (Hz)	$f_0$ ANSYS (Hz)	$\alpha$ ANSYS	$f_0$ Soundflow (Hz)	$\alpha$ Soundflow
10	1082	800	0.976	800	0.86
20	765	500	0.991	500	0.78
40	541	400	0.991	400	0.93
80	383	250	0.999	250	0.94

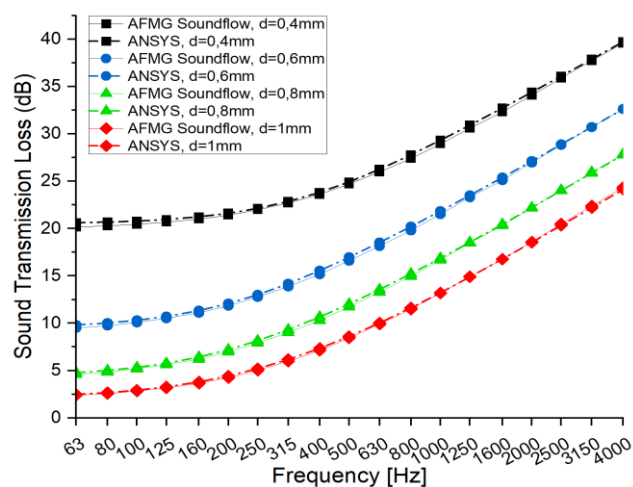
#### 4.1.2 Analisis Pengaruh Parameter Geometri MPP terhadap *Sound Transmission Loss* (STL)

Pengaruh parameter geometri terhadap performa insulasi suara juga ditinjau. Performa insulasi suara pada penelitian ini menggunakan satuan *sound transmission loss* yang mengukur perbedaan tekanan udara sebelum dan sesudah melalui material penghalang suara. Parameter-parameter yang diuji masih sama dengan pengujian performa penyerapan suara seperti pada sub bab sebelumnya yaitu meliputi efek perubahan diameter perforasi, jarak antar perforasi, ketebalan panel, dan kedalaman rongga udara pada bagian belakang panel MPP. Berikut ini merupakan analisis hasil data yang didapatkan:

##### 4.1.2.1 Pengaruh Diameter Perforasi (d)

Pengaruh parameter diameter perforasi terhadap kemampuan *sound transmission loss* dilakukan dengan memvariasikan diameter perforasi mulai dari 0,4 mm hingga 1 mm dengan kenaikan 0,2 mm di setiap variasi. Dimensi dari diameter perforasi akan secara langsung memengaruhi nilai persentase perforasi, nilai persentase perforasi adalah rasio antara luasan yang dihasilkan oleh lubang-lubang kecil terhadap total luasan panel MPP. Nilai persentase perforasi untuk diameter 0,4 mm adalah 0,13%, diameter 0,6 mm sebesar 0,28%, diameter 0,8 mm sebesar 0,50%, dan untuk diameter perforasi 1 mm memiliki persentase perforasi 0,79%. Parameter lain yang digunakan adalah nilai ketebalan panel sebesar 2,5 mm, jarak antar perforasi 10 mm, dan tidak diberikan nilai *cavity depth* serta tidak ada dinding rigid di bagian belakang panel MPP.

Gambar 4.9 menunjukkan hasil simulasi pengaruh parameter geometri diameter perforasi, terlihat bahwa peningkatan diameter perforasi (d) dari 0,4 mm hingga 1 mm menyebabkan penurunan nilai STL pada hampir seluruh rentang frekuensi yang diamati. Hal ini mengindikasikan bahwa MPP dengan diameter perforasi yang lebih kecil (0,4 mm) memiliki kemampuan yang lebih baik dalam meredam transmisi suara dibandingkan dengan MPP dengan diameter perforasi yang lebih besar. Nilai STL sebesar 20 dB pada frekuensi 63 Hz hingga sekitar 40 dB didapatkan pada frekuensi 4000 Hz. Variasi diameter dengan ukuran 0,6 mm, 0,8 mm, dan 1 mm menghasilkan nilai STL yang memiliki pola yang sama yang mana terdapat kenaikan nilai STL seiring dengan kenaikan nilai frekuensi.



Gambar 4.9 Pengaruh Perubahan Parameter Diameter Perforasi (d) pada MPP terhadap *Sound Transmission Loss* (STL)

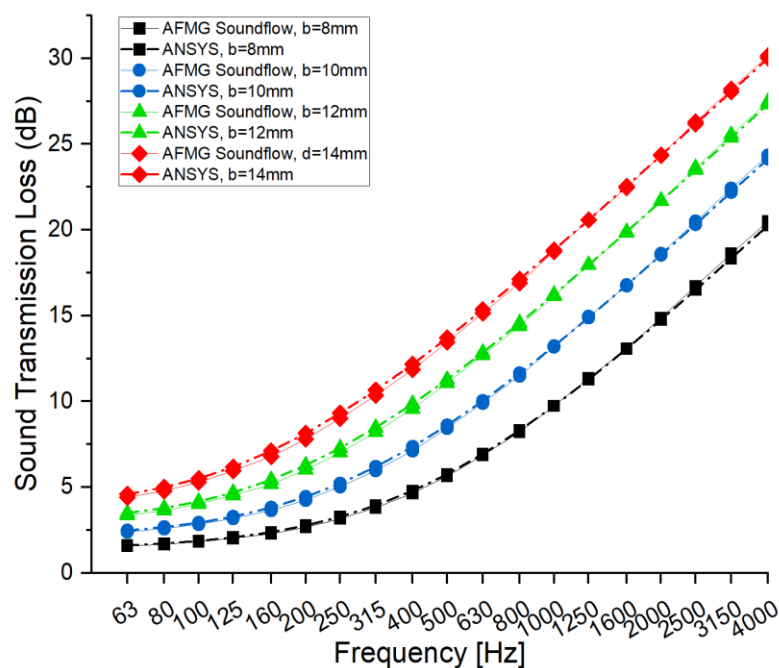


Lebih detail lagi, pada variasi diameter 0,6 mm dan 0,8 mm, terdapat nilai perbedaan desibel yang hampir selalu sama di semua rentang frekuensi sebesar 5 dB. Misalnya, pada frekuensi 400 Hz, nilai STL pada diameter 0,6 mm adalah 15,55 dB sedangkan pada diameter 0,8 mm adalah 10,662 dB. Sedangkan, pada variasi diameter 0,8 mm dan 1 mm memiliki perbedaan STL yang lebih rendah yakni sebesar 3 hingga 4 dB pada semua rentang frekuensi. Data yang menarik terdapat pada variasi diameter 0,4 mm, dimana nilai STL-nya cukup tinggi pada rentang frekuensi rendah. Jika dibandingkan, selisih STL antara diameter 0,4 mm dengan 0,6 mm akan mulai konvergen pada angka 7 dB hingga 8 dB namun pada rentang frekuensi rendah sekitar 63 Hz hingga 200 Hz terdapat kenaikan selisih nilai STL sebesar 9 dB hingga 11 dB. Hal ini menunjukkan bahwa pada sampel berdiameter 0,4 mm di frekuensi tinggi memiliki pengaruh diameter perforasi terhadap STL yang tidak sebesar pada frekuensi rendah.

Hasil simulasi pada dua perangkat lunak yang berbeda menunjukkan kinerja insulasi suara yang sangat mirip. Namun, secara umum nilai simulasi yang dihasilkan oleh ANSYS cenderung lebih tinggi dibandingkan dengan simulasi AFMG Soundflow namun tidak lebih dari 0,3 dB di semua rentang frekuensi. Alasan dibalik hal ini diduga karena ANSYS menggunakan keadaan batas yang lebih mendekati kondisi nyata dengan banyak input kondisi batas yang dapat diatur. Sedangkan, pada AFMG Soundflow lebih menerapkan unsur teoritis dan tidak mempertimbangkan parameter spesifik lain seperti efek termal viskositas.

#### 4.1.2.2 Pengaruh Jarak Antar Perforasi (b)

Jarak antar perforasi dan pengaruhnya terhadap kinerja insulasi bunyi disimulasikan dan hasilnya dapat dilihat pada Gambar 4.10. Grafik tersebut menggambarkan pengaruh jarak antar perforasi (b) terhadap kemampuan *Sound Transmission Loss* (STL) pada micro-perforated panel (MPP) dengan ketebalan 2,5 mm, diameter perforasi 1 mm, serta dalam rentang frekuensi 63 Hz hingga 4000 Hz.



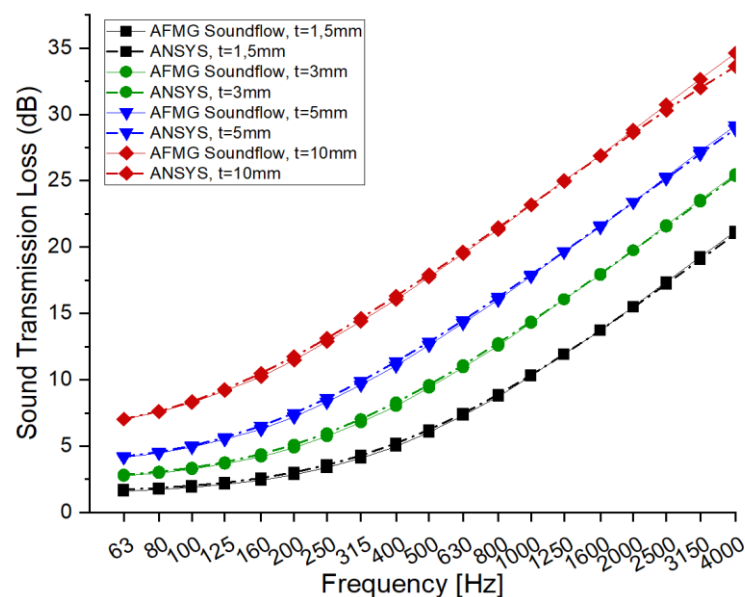
Gambar 4.10 Pengaruh Perubahan Parameter Jarak antar Perforasi (b) pada MPP terhadap *Sound Transmission Loss* (STL)

Secara umum, terlihat bahwa peningkatan jarak antar perforasi ( $b$ ) dari 8 mm hingga 14 mm menyebabkan peningkatan nilai STL pada hampir seluruh rentang frekuensi yang diamati. Hal ini mengindikasikan bahwa MPP dengan jarak antar perforasi yang lebih besar (14 mm) memiliki kemampuan yang lebih baik dalam meredam transmisi suara dibandingkan dengan MPP dengan jarak antar perforasi yang lebih kecil. Hal ini sejalan dengan semakin jauh jarak antar pusat ke pusat lubang perforasi akan membuat penurunan nilai persentase perforasi. Secara berturut-turut, nilai persentase perforasi untuk jarak antar perforasi 8 mm, 10 mm, 12 mm, dan 14 mm adalah 1,23%, 0,79%, 0,55% dan 0,40%. Penurunan nilai persentase perforasi ini secara tidak langsung membuat luas permukaan efektif lubang perforasi menurun karena lubang perforasi pada satu luasan semakin sedikit jumlahnya.

Lebih detail lagi, pada frekuensi rendah (63 Hz - 500 Hz), perbedaan nilai STL antar variasi jarak perforasi cukup signifikan. MPP dengan  $b = 8$  mm menunjukkan nilai STL terendah, diikuti oleh  $b = 10$  mm,  $b = 12$  mm, dan  $b = 14$  mm secara berurutan. Hal ini menunjukkan bahwa pada frekuensi rendah, jarak antar perforasi yang lebih besar lebih efektif dalam meredam transmisi suara. Seiring dengan meningkatnya frekuensi (500 Hz - 4000 Hz), perbedaan nilai STL antar variasi jarak perforasi cenderung tetap konsisten. MPP dengan  $b = 14$  mm tetap memiliki nilai STL tertinggi, diikuti oleh  $b = 12$  mm,  $b = 10$  mm, dan  $b = 8$  mm secara berurutan. Jika dilihat pada frekuensi 2000 Hz, nilai desibel pengurangan suara pada panel dengan jarak antar perforasi 8 mm, 10 mm, 12 mm, dan 14 mm secara berurutan adalah 14,76 dB, 18,54 dB, 21,67 dB, dan 24,34 dB.

#### 4.1.2.3 Pengaruh Ketebalan Panel MPP ( $t$ )

Pengaruh ketebalan panel pada performa insulasi suara MPP dapat dilihat pada Gambar 4.11. Secara umum, terlihat bahwa peningkatan ketebalan panel MPP dari 1,5 mm hingga 10 mm menyebabkan peningkatan nilai STL pada seluruh rentang frekuensi yang diamati. Hal ini mengindikasikan bahwa panel MPP yang lebih tebal memiliki kemampuan yang lebih baik dalam meredam transmisi suara dibandingkan dengan panel MPP yang lebih tipis.



Gambar 4.11 Pengaruh Perubahan Parameter Ketebalan Panel ( $t$ ) pada MPP terhadap *Sound Transmission Loss* (STL)

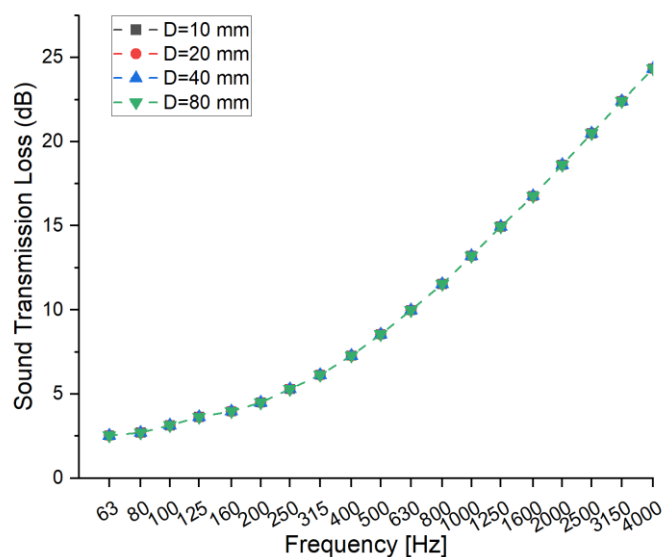
Terlihat bahwa panel MPP dengan  $t = 1,5$  mm menunjukkan nilai STL terendah, diikuti oleh  $t = 3$  mm,  $t = 5$  mm, dan  $t = 10$  mm secara berurutan. Sebagai contoh, nilai STL untuk  $t = 1,5$  mm pada frekuensi 1000 Hz adalah 10,35 dB, STL pada  $t=3$  mm sebesar 14,38 dB, STL pada  $t = 5$  mm sebesar 17,92 dB, dan pada panel yang paling tebal ( $t = 10$  mm) didapatkan nilai STL sebesar 23,19 dB. Peningkatan nilai STL seiring dengan kenaikan ketebalan panel ini sejalan dengan prinsip hukum massa. Prinsip hukum massa menyatakan bahwa peningkatan massa suatu penghalang akan meningkatkan kemampuan penghalang tersebut dalam meredam transmisi suara hingga 6 dB untuk setiap kali lipat massa per unit area penghalang ditingkatkan (Beranek & Mellow, 2012).

Namun, nilai STL pada saat peningkatan ketebalan panel hingga dua kali lipat masih belum menyentuh angka 6 dB sesuai hukum massa. Sebagai contoh, peningkatan ketebalan panel dari 1,5 mm menjadi 3 mm di frekuensi 1000 Hz hanya mampu menunjukkan adanya peningkatan STL sebesar 4,03 dB. Kemudian, peningkatan ketebalan dari 5 mm menjadi 10 mm menghasilkan kenaikan STL sebesar 5,27 dB. Meskipun peningkatan yang diamati pada penelitian ini tidak persis 6 dB, hal ini tetap menunjukkan tren bahwa peningkatan ketebalan secara signifikan meningkatkan STL.

Selanjutnya, terdapat kecenderungan pada frekuensi rendah memiliki selisih STL pada setiap kenaikan ketebalan panel yang cukup tipis jika dibandingkan dengan selisih STL pada frekuensi menengah hingga tinggi. Sebagai contoh, pada frekuensi 63 Hz, nilai STL untuk variasi ketebalan 1,5 mm adalah 1,73 dB sedangkan pada variasi ketebalan 3 mm adalah 2,85 dB. Artinya, hanya terdapat selisih STL sebesar 1,12 dB saja. Berbeda jauh pada frekuensi tinggi yang mana dapat menghasilkan selisih nilai STL hingga sebesar 4,3 dB pada frekuensi 2000 Hz (STL 1,5 mm adalah 15,45 dB dan untuk 3 mm adalah 19,75 dB).

#### 4.1.2.4 Pengaruh Kedalaman Rongga Udara atau *Cavity Depth* (D)

Nilai pengaruh kedalaman rongga udara atau back cavity di belakang MPP terhadap nilai *sound transmission loss* ditunjukkan pada grafik yang terdapat pada Gambar 4.12.



Gambar 4.12 Pengaruh Perubahan Parameter Kedalaman Rongga Udara di Belakang MPP terhadap Sound Transmission Loss (STL)

Data dan grafik menunjukkan pengaruh kedalaman rongga udara di belakang panel MPP terhadap kemampuan Sound Transmission Loss (STL) pada rentang frekuensi 63 Hz hingga 4000 Hz, dengan jarak antar perforasi 10 mm, diameter perforasi 1 mm, dan ketebalan panel 2,5 mm. Variasi peningkatan kedalaman rongga udara mulai dari 10 mm, 20 mm, 40 mm, dan 80 mm tidak memberikan pengaruh terhadap nilai STL. Pada setiap frekuensi yang diukur, nilai STL untuk keempat variasi kedalaman rongga udara adalah tepat sama. Nilai STL yang didapatkan meningkat seiring dengan kenaikan frekuensi mulai dari 2,54 dB pada frekuensi 63 Hz hingga 24,34 dB pada frekuensi 4000 Hz. Tidak terdapatnya perbedaan ini disebabkan oleh pengukuran nilai STL yang tidak menggunakan dinding rigid di bagian belakang MPP sehingga berapapun nilai kedalaman rongga udara yang diberikan tidak memberikan efek karena udara langsung diteruskan ke medium udara lingkungan.

#### 4.1.3 Analisis Pengaruh Konfigurasi *Multi-Layer* MPP terhadap Kinerja Penyerapan Suara ( $\alpha$ )

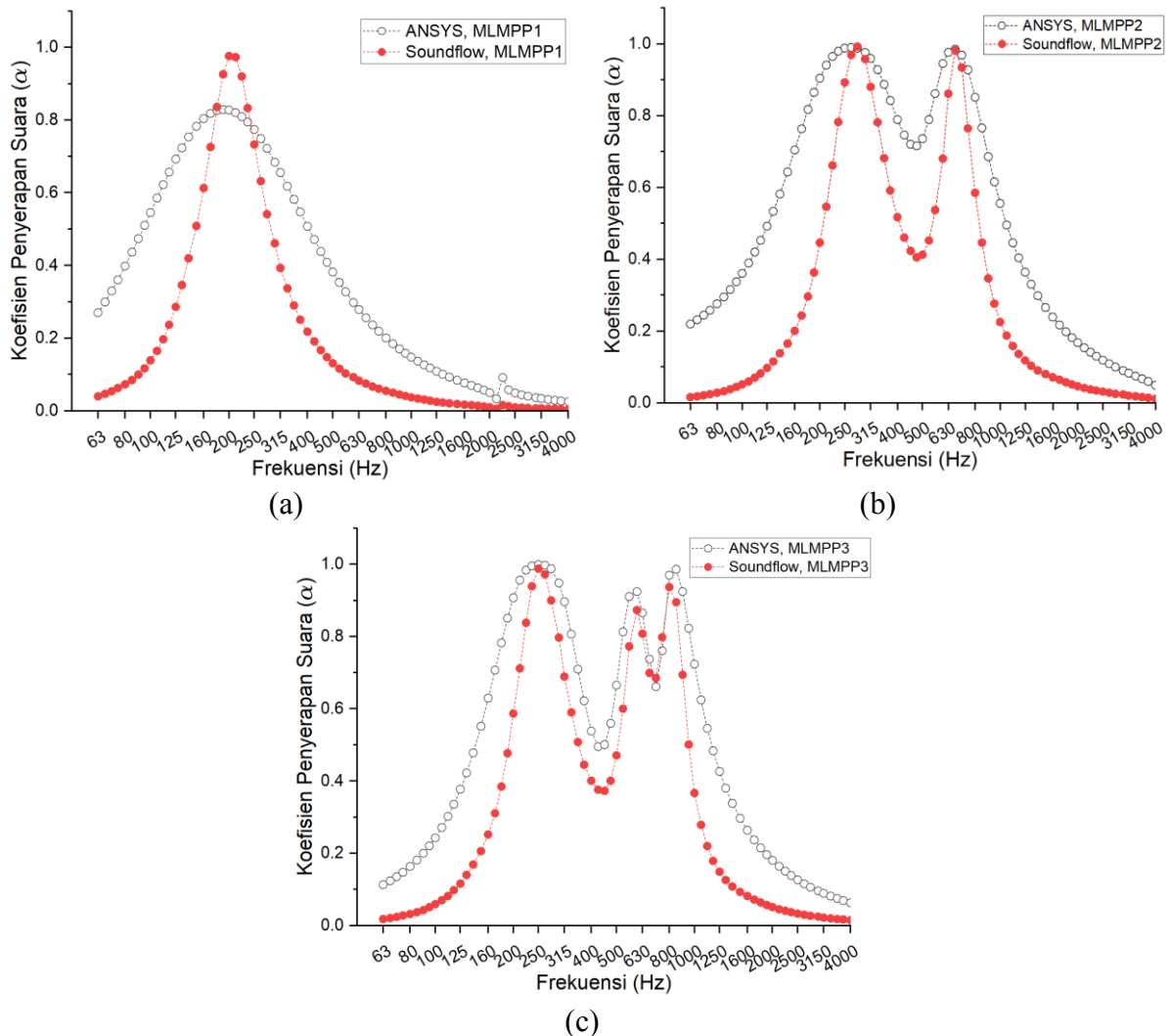
Spesifikasi konfigurasi *multi-layer* MPP yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 3.3 pada Bab Metodologi dan Tabel 4.5. Struktur *multi-layer* MPP terdiri atas panel MPP yang disusun secara seri dan memiliki rongga udara tersendiri untuk masing-masing panel. Struktur parameter pada panel MPP dan MPP3c adalah sama dari aspek dimensi diameter dan rasio perforasinya dalam persen, begitu juga untuk panel MPP1 dan MPP3a. Struktur panel yang sedikit berbeda terdapat pada panel MPP2 dan MPP3b yang memiliki perbedaan ukuran diameter perforasi dari dengan MPP2 memiliki diameter 0,5 mm dan MPP3b memiliki diameter perforasi 1 mm. Desain struktur yang hampir mirip berikut dengan ketebalan panel yang dijaga konstan sebesar 84 mm dipilih untuk memudahkan kajian kinerja akustik dari panel *multi-layer* MPP. Perbedaan yang ada lebih terletak pada beda ketebalan panel dan kedalaman rongga udara untuk mendapatkan efek penyerapan suara yang baik pada frekuensi rendah. Frekuensi kerja yang digunakan pada simulasi MLMPP adalah 1/24 oktaf dari 63 Hz hingga 4000 Hz. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan nilai yang lebih representatif dan sebagai daya tambah untuk analisis lebih lanjut.

Tabel 4.5 Desain Struktur Penyerap *Multi-Layer* MPP (MLMPP)

Nama Sampel	Struktur Parameter	Ketebalan Panel (mm)	Diameter Perforasi (mm)	Rasio Perforasi (%)	Kedalaman Rongga Udara (mm)
MLMPP1	MPP	$t = 5$	$d = 1$	$\sigma = 0,79$	$D = 79$
MLMPP2	MPP1	$t_1 = 1$	$d_1 = 1$	$\sigma_1 = 0,79$	$D_1 = 40$
	MPP2	$t_2 = 3$	$d_2 = 0,5$	$\sigma_2 = 0,79$	$D_2 = 40$
MLMPP3	MPP3a	$t_{3a} = 1$	$d_{3a} = 1$	$\sigma_{3a} = 0,79$	$D_{3a} = 30$
	MPP3b	$t_{3b} = 3$	$d_{3b} = 1$	$\sigma_{3b} = 0,79$	$D_{3b} = 30$
	MPP3c	$t_{3c} = 5$	$d_{3c} = 1$	$\sigma_{3c} = 0,79$	$D_{3c} = 15$

Hasil kinerja penyerapan suara dari *multi-layer* MPP ditunjukkan pada Gambar 4.13. Gambar 4.13(a) menunjukkan kinerja penyerapan suara pada *single-layer* MPP yang hanya memiliki satu puncak penyerapan suara pada frekuensi sekitar 200 Hz. Nilai koefisien penyerapan suara memiliki perbedaan yang cukup signifikan antara simulasi ANSYS dengan Soundflow. Pada ANSYS, nilai koefisien penyerapan suara maksimum yang tercapai adalah

0.829 pada frekuensi resonansi 200 Hz. Sedangkan, pada simulasi Soundflow didapatkan nilai koefisien penyerapan suara hingga 0.976. Perbedaan bandwidth penyerapan suara juga sangat terlihat dimana hasil simulasi ANSYS menunjukkan lebar penyerapan suara pada frekuensi yang lebih besar daripada simulasi Soundflow. Jika menggunakan asumsi penyerapan suara efektif terjadi saat nilai  $\alpha > 0.50$ , nilai penyerapan suara optimum simulasi ANSYS berada pada rentang 95 – 400 Hz. Sedangkan, nilai penyerapan Soundflow pada rentang 150 – 280 Hz.



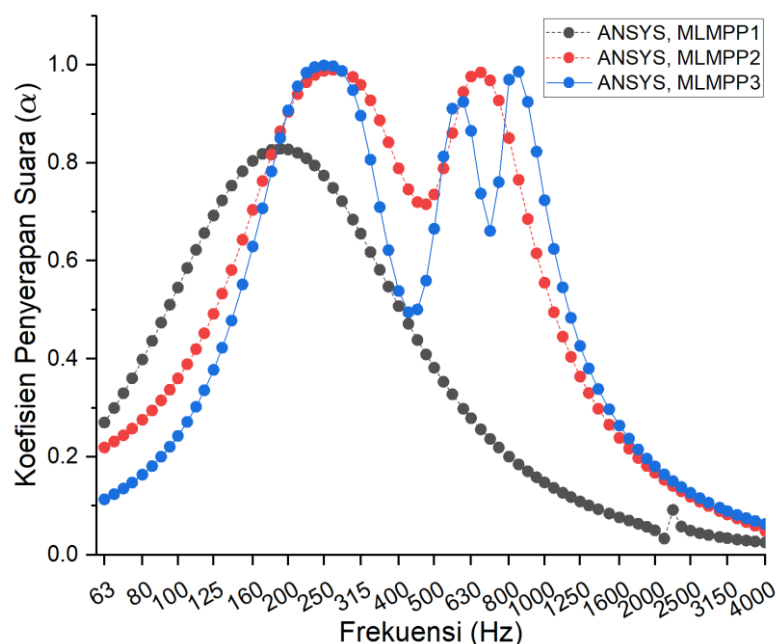
Gambar 4.13 Kinerja Penyerapan Suara pada MLMPP (a) *Single-Layer* (MLMPP 1), (b) *Double-Layer* (MLMPP 2), (c) *Triple-Layer* (MLMPP3)

Gambar 4.13(b) menunjukkan peningkatan kinerja penyerapan suara yang terjadi pada *double-layer* MPP (MLMPP2) yang memiliki dua buah puncak penyerapan suara. Nilai koefisien puncak penyerapan suara pertama berikutan dengan frekuensi resonansi yang didapatkan adalah  $\alpha = 0.989$  pada frekuensi 265 Hz untuk ANSYS dan  $\alpha = 0.992$  pada frekuensi 280 Hz untuk Soundflow. Kemudian, untuk puncak penyerapan kedua yang terjadi memiliki  $\alpha = 0.984$  untuk ANSYS dan  $\alpha = 0.981$  untuk Soundflow dengan frekuensi resonansi tepat sama di 670 Hz. Di antara dua buah puncak penyerapan suara, terdapat anti resonansi yang terjadi pada frekuensi 475 Hz. Anti resonansi ini menurunkan kinerja penyerapan suara hingga  $\alpha = 0.71 - 0.45$ . Meskipun frekuensi puncak penyerapan suara yang dihasilkan oleh dua buah simulasi menunjukkan hasil yang sama, nilai dari simulasi ANSYS jauh lebih baik karena

memberikan rentang penyerapan suara yang lebih lebar jika dibandingkan dengan simulasi Soundflow. Rentang penyerapan *half-bandwidth* ( $\alpha > 0.50$ ) berhasil dicapai oleh ANSYS pada rentang 132 Hz – 1000 Hz. Soundflow menunjukkan hasil penyerapan yang lebih sempit dengan rentang frekuensi 212 Hz – 400 Hz untuk puncak pertama dan 560 Hz – 800 Hz untuk puncak kedua. Munculnya dua puncak frekuensi penyerapan suara ini sejalan dengan penelitian Lu et al yang juga menyimulasikan dua panel MPP yang disusun secara seri menggunakan metode analitik dan numerik (Lu et al., 2018).

Kemudian, kinerja penyerapan suara yang paling baik ditunjukkan pada konfigurasi struktur *triple-layer* MPP (MLMPP3). Gambar 4.13(c) memperlihatkan kinerja MLMPP3 yang memiliki tiga buah puncak penyerapan suara dan analog dengan jumlah panel MPP yang digunakan pada sistem. Puncak penyerapan suara maksimum yang dihasilkan berada pada frekuensi 250 Hz, 600 Hz, dan 850 Hz baik pada simulasi ANSYS maupun Soundflow. Nilai koefisien penyerapan suara berturut-turut untuk masing-masing frekuensi puncak adalah 0.998, 0.924, dan 0.986. Terdapat pula adanya anti resonansi yang terjadi pada frekuensi 425 Hz dan 710 Hz. Pada anti resonansi pertama, nilai koefisien penyerapan suara menurun dari puncak hingga ke angka  $\alpha = 0.49$  untuk ANSYS dan 0.373 untuk Soundflow. Sedangkan, pada puncak anti resonansi kedua, terjadi penurunan hingga ke angka  $\alpha$  0.66 – 0.68 untuk ANSYS dan Soundflow. Penyerapan suara pada ANSYS menunjukkan kinerja yang lebih baik daripada Soundflow dengan rentang frekuensi penyerapan suara yang lebih lebar serta nilainya  $\alpha$  yang lebih tinggi hampir di semua frekuensi yang diamati.

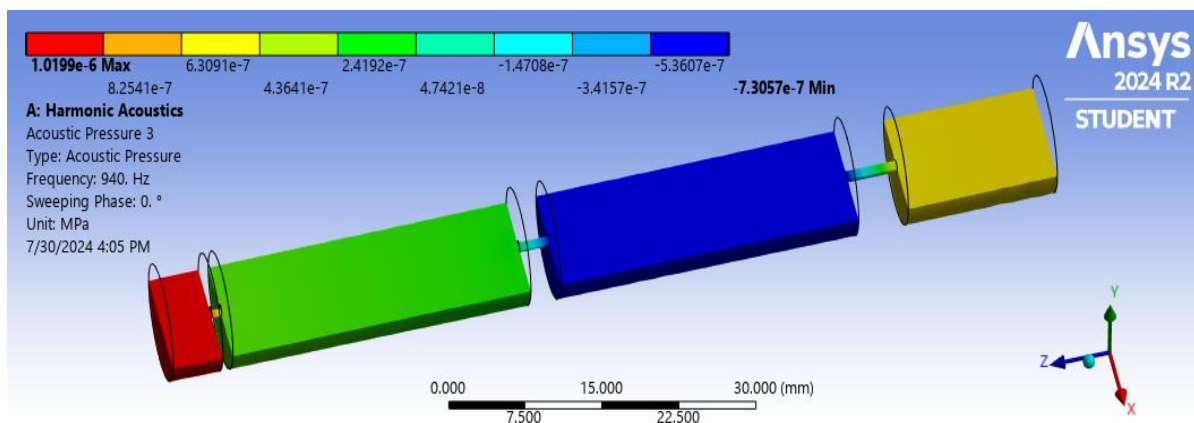
Untuk membandingkan kinerja *multi-layer* MPP, akan lebih mudah apabila ketiga grafik digabungkan menjadi satu seperti pada Gambar 4.14. Terlihat bahwa pada MLMPP 1 dengan konfigurasi *single-layer* MPP memiliki nilai frekuensi resonansi yang bergeser jauh ke arah frekuensi rendah. Pada MLMPP 2 (konfigurasi 2 *layer* MPP), nilai puncak frekuensi resonansi berada pada rentang 250 Hz hingga 850 Hz, sedangkan pada MLMPP 1 bergeser menjadi 180 Hz.



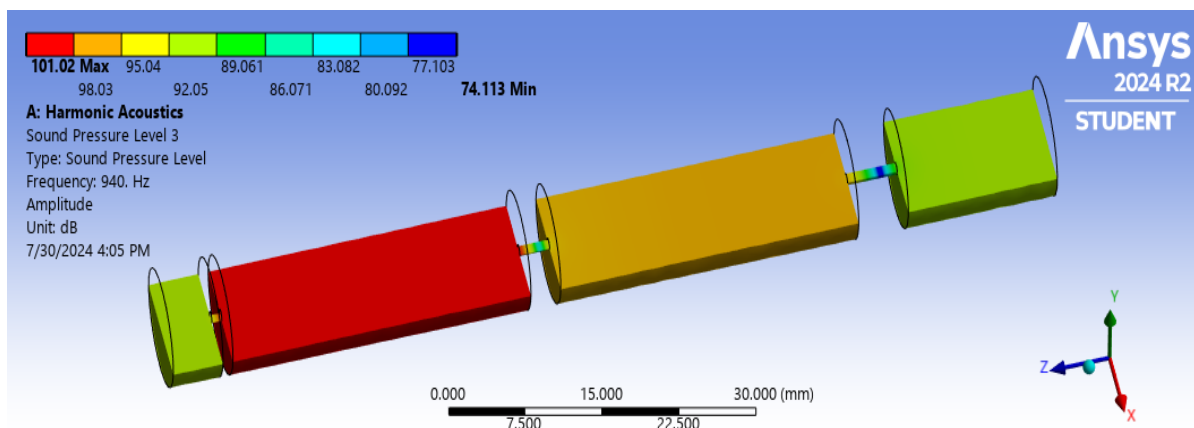
Gambar 4.14 Prediksi Koefisien Penyerapan Suara pada 3 Variasi *Multi-Layer* MPP

Hal ini terjadi karena konfigurasi yang digunakan pada MLMPP 1 memberikan rongga udara sangat tebal hingga 79 mm dan memungkinkan adanya pergeseran frekuensi resonansi ke arah yang lebih rendah yang mana ini sejalan dengan penelitian yang diungkapkan oleh Alizadeh dan Arenas yang menunjukkan bahwa pada frekuensi 1000 Hz, nilai koefisien serapan untuk ketebalan panel dan udara sebesar 10, 20, dan 30 mm berturut-turut adalah 0,25, 0,76, dan 0,89. (Arenas & Asdrubali, 2019; Mohammad Alizadeh et al., 2024)

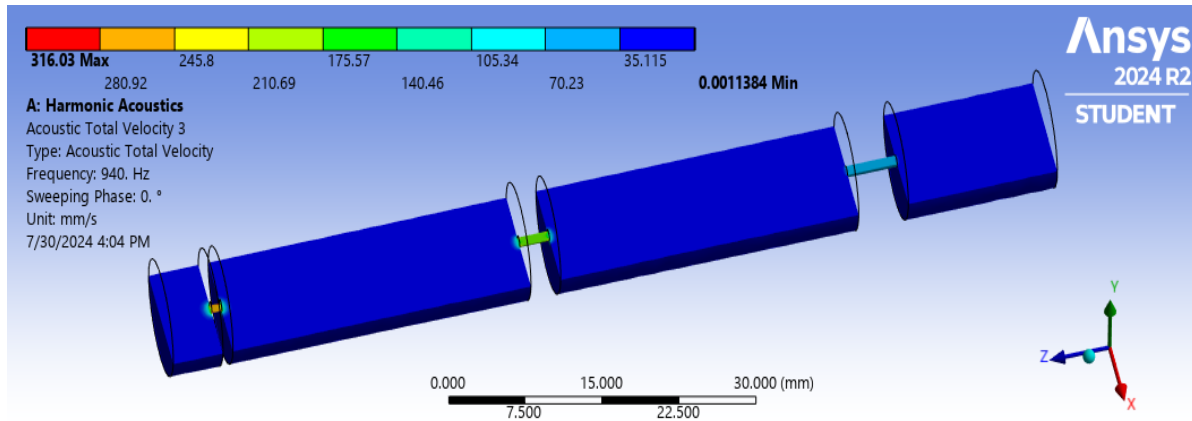
Selanjutnya, nilai dari persebaran tekanan bunyi dalam satuan desibel, kecepatan sesaat dari udara dalam rongga MPP, serta nilai tekanan udara dalam Pa ditampilkan pada Gambar 4.15. Terlihat pada Gambar 4.15(a) nilai tekanan bunyi pada rongga udara pertama (berwarna hijau) mengalami penurunan secara signifikan dari 1,019 Pa menjadi 0,241 Pa. Seiring dengan penurunan tekanan bunyi pada rongga udara, nilai SPL mengalami peningkatan secara signifikan dari 89 dB menjadi 101,02 dB seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.15(b). Hal ini menandakan terdapat fenomena resonansi yang terjadi pada bagian rongga udara di belakang panel MPP yang mengakibatkan peningkatan nilai koefisien penyerapan suara atau  $\alpha$  hingga 0.999 di 940 Hz. Peningkatan ini juga disebabkan oleh adanya gesekan antara partikel udara dengan dinding dalam perforasi yang ditunjukkan dengan peningkatan kecepatan pada Gambar 4.15(c). Terlihat bahwa terdapat kenaikan kecepatan suara sesaat dari 35 mm/s menjadi 300 mm/s pada lubang perforasi pertama (paling kiri).



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.15 Analisis Persebaran (a) *Acoustic Pressure*, (b) *Sound Pressure Level*, (c) *Acoustic Total Velocity* pada Frekuensi Resonansi 940 Hz pada MLMPP3

## 4.2 Pembahasan

### 4.2.1 Pengaruh Parameter Geometri *Micro Perforated Panel*

*Micro-perforated panel* (MPP) adalah struktur penyerap suara yang terdiri dari panel tipis dengan lubang-lubang berukuran kecil yang terdistribusi secara merata. Ketika gelombang suara datang mengenai MPP, terjadi interaksi kompleks antara gelombang suara dengan struktur panel MPP yang terdiri atas lubang-lubang perforasi dan rongga udara di belakangnya. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan pemahaman mengenai pengaruh parameter geometri pada MPP terhadap kinerja penyerapan suara serta *sound transmission loss*. Parameter yang dikaji pada penelitian ini meliputi diameter perforasi ( $d$ ), jarak antar perforasi ( $b$ ) yang analog dengan persentase *open area* terhadap luasan total panel ( $\sigma$ ), ketebalan panel perforasi ( $t$ ), serta kedalaman rongga udara di belakang panel MPP ( $D$ ). Variasi parameter yang dianalisis pada penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 3.2. Terdapat 4 buah variasi di setiap parameter yang dimaksudkan untuk mendapatkan perbedaan yang jelas terkait efek perubahan parameter. Adapun untuk mencapai tujuan tersebut, dilakukan simulasi menggunakan perangkat lunak simulasi ANSYS Workbench serta AFMG Soundflow.

Perangkat lunak yang digunakan pada penelitian ini memiliki pendekatan yang berbeda dalam menyelesaikan perhitungan untuk mendapatkan nilai koefisien penyerapan suara dan juga *sound transmission loss*. ANSYS menggunakan pendekatan FEM dengan melakukan iterasi secara terus menerus pada domain-domain yang telah dibagi dalam proses *meshing* serta memungkinkan untuk memasukkan banyak parameter kontrol. Sedangkan, AFMG Soundflow berjalan dengan secara teoritis mengikuti persamaan yang telah ada. Modul panel *Micro Perforated Panel* yang terdapat pada AFMG Soundflow menggunakan persamaan koefisien penyerapan suara pada bahan berdasarkan prinsip impedansi yang diajukan oleh DahYou Maa pada tahun 1998. Nilai AFMG Soundflow ini kemudian dapat dianggap sebagai model teoritis yang kemudian hasilnya dibandingkan dengan simulasi dari ANSYS yang menerapkan modul *Finite Element Methode* (FEM).

Berdasarkan analisis hasil, didapatkan bahwa perubahan parameter diameter perforasi atau  $d$  pada panel MPP menyebabkan pergeseran frekuensi resonansi dan juga perubahan nilai



koefisien penyerapan suara. Peningkatan diameter perforasi dari 0,4 mm hingga 1 mm menyebabkan kenaikan frekuensi resonansi dengan nilai secara berturut-turut adalah 100 Hz pada  $d=0,4$  mm, kemudian 200 Hz pada  $d=0,6$  mm, lalu 250 Hz pada  $d=0,8$  mm, serta 315 Hz pada  $d=1$  mm. Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 menunjukkan tren kenaikan koefisien penyerapan suara seiring dengan peningkatan ukuran diameter perforasi. Terlihat bahwa diameter perforasi yang terlalu kecil, dalam hal ini adalah 0,4 mm tidak memberikan pengaruh signifikan pada kenaikan koefisien penyerapan suara. Nilai frekuensi resonansi hasil perhitungan diperoleh dengan penurunan rumus dari frekuensi natural sirkuit RLC (resistansi, induktansi, dan kapasitansi) dan hasilnya terbilang cukup akurat jika dibandingkan dengan hasil simulasi seperti yang dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Hal ini dapat dijelaskan secara fisis bahwa seiring dengan peningkatan diameter perforasi, maka nilai luasan area perforasi per luas total permukaan panel akan semakin meningkat. Nilai ini ditunjukkan sebagai persen porositas ( $\sigma$ ). Porositas yang meningkat berarti peluang kebolehdan tekanan udara berinteraksi dengan panel MPP akan semakin meningkat dan sebagian dari tekanan udara tersebut akan memasuki leher perforasi dan beresilasi dengan udara di belakang panel MPP. Hal ini membuat nilai penyerapan suara meningkat, terutama pada frekuensi resonansi. Frekuensi resonansi yang bergeser ke arah frekuensi lebih tinggi pada panel disebabkan karena peningkatan nilai  $\sigma$ , nilai persen perforasi berada pada bagian pembilang perumusan frekuensi natural dari Helmholtz resonator, sehingga peningkatannya akan membuat nilai frekuensi resonansi bergeser ke frekuensi yang lebih tinggi. Selain itu, peningkatan ukuran diameter perforasi akan menurunkan nilai resistansi akustik sehingga lebih banyak udara yang dapat masuk ke perforasi MPP dan mengalami disipasi panas pada frekuensi yang lebih tinggi dan meningkatkan nilai koefisien penyerapan suara. Hal ini sesuai dengan penelitian dari Deepak yang memvariasikan persentase perforasi dari 0,5%, 1%, 1,5%, 2%, dan 2,5% menghasilkan frekuensi resonansi 1000 Hz pada  $\sigma$  0,5% serta meningkat hingga 1400 Hz pada  $\sigma$  2,5% (Deepak et al., 2024).

Nilai impedansi elemen real yang menunjukkan resistansi menunjukkan adanya peningkatan saat diameter perforasi diturunkan. Hal ini membuat panel lebih sulit ditembus oleh udara dan banyak energi suara yang datang terpantul. Nilai impedansi di bagian imajiner yang menunjukkan faktor reaktansi akan bernilai nol pada saat frekuensi resonansi terjadi. Hal ini disebabkan karena panel berlubang berperilaku seperti sistem massa-pegas. Bagian panel bertindak sebagai massa, dan udara di dalam lubang bertindak sebagai pegas. Saat resonansi terjadi, massa dan pegas bergerak sefase dan energi ditransfer secara efisien antara keduanya. Kombinasi dari dua hal ini, elemen real dan imajiner, membuat perubahan parameter diameter perforasi MPP memengaruhi nilai *sound transmission loss*. Nilai STL meningkat tajam seperti pada Gambar 4.9 saat diameter perforasi diturunkan dan membuat udara semakin sulit menembus panel sehingga banyak energi yang terpantul kembali serta sebagian terserap melalui perforasi kecil yang terdapat pada panel.

Kemudian, peningkatan jarak antar perforasi dapat dipandang sebagai memperlebar jarak antar pusat ke pusat diameter perforasi. Saat parameter lain dibiarkan seperti pada parameter kontrol, perubahan ini akan membuat jumlah perforasi per satuan luas menurun sehingga persen perforasi yang dihasilkan juga ikut menurun. Nilai persen perforasi untuk  $b$  8 mm, 10 mm, 12 mm, dan 14 mm secara berturut-turut adalah 1,23%, 0,79%, 0,55% dan 0,40%. Penurunan nilai persentase perforasi ini membuat nilai frekuensi resonansi bergeser ke arah frekuensi yang lebih

rendah. Hal ini juga dapat dijelaskan dari pendekatan sistem pegas bermassa dimana massa akustik yang berada pada bagian perforasi akan menurun sehingga osilasi pegas menjadi lebih pelan yang analog dengan frekuensi rendah. Saat frekuensi resonansi terjadi, disipasi panas pada bagian permukaan di dalam perforasi meningkat seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.5(a-c). Peningkatan jarak ini juga membuat nilai resistansi akustik meningkat seiring dengan meningkatnya frekuensi. Kemudian, nilai impedansi akustik di bagian reaktansi juga menunjukkan hal yang sama yakni pada saat frekuensi resonansi terjadi, nilai impedansi imajiner bernilai nol. Peningkatan resistansi akustik di bagian frekuensi tinggi juga menyebabkan nilai STL yang semakin meningkat seiring dengan kenaikan nilai jarak antar perforasi seperti yang terlihat pada Gambar 4.10.

Perubahan parameter ketebalan panel menunjukkan adanya pengaruh yang signifikan pada frekuensi resonansi, koefisien penyerapan suara, serta nilai *sound transmission loss*. Frekuensi resonansi menurun seiring dengan peningkatan ukuran ketebalan panel. Hal ini disebabkan karena saat tebal panel meningkat, massa akustik yang berada di dalam perforasi juga meningkat. Peningkatan ini membuat analogi pegas bermassa akan berosilasi lebih lambat yang mana hal ini analog dengan kemunculan frekuensi resonansi pada frekuensi yang lebih rendah. Hal ini sesuai dengan penelitian dari Prasetyo yang melakukan pengukuran inhomogenous MPP atau MPP dengan ragam perforasi dalam satu panel dengan variasi ketebalan. Penelitian tersebut menunjukkan pergeseran frekuensi resonansi berturut-turut dari tebal panel 1,5 mm, 3 mm, 5 mm, dan 10 mm adalah 414.5 Hz, 317.5 Hz, 253.2 Hz, serta 181.8 Hz (Prasetyo et al., 2016). Saat frekuensi resonansi terjadi, nilai dari reaktansi akustik yang disumbang oleh massa akustik pada leher perforasi dan volume rongga udara bernilai nol. Selain itu, magnitudo dari impedansi secara total juga mendekati satu yang mana ini berarti terjadi kecocokan impedansi antara udara dengan panel MPP sehingga udara dapat lebih mudah diteruskan ke dalam rongga udara. Proses ini mengakibatkan kecepatan akustik sesaat meningkat pada bagian tengah perforasi dan juga pinggir permukaan perforasi dan menyebabkan terbentuknya lapisan batas yang kemudian memunculkan disipasi energi suara menjadi panas seperti yang terlihat pada Gambar 4.7(a-c). Peningkatan ketebalan panel juga membuat nilai *sound transmission loss* meningkat seperti pada Gambar 4.11. Peningkatan ini disebabkan karena adanya hukum massa yang menyatakan bahwa peningkatan ketebalan panel dan frekuensi berkorelasi positif dengan peningkatan STL. Panel yang lebih tebal memberi makna bahwa udara melalui jalur disipasi panas yang lebih panjang sehingga banyak tekanan suara yang melemah.

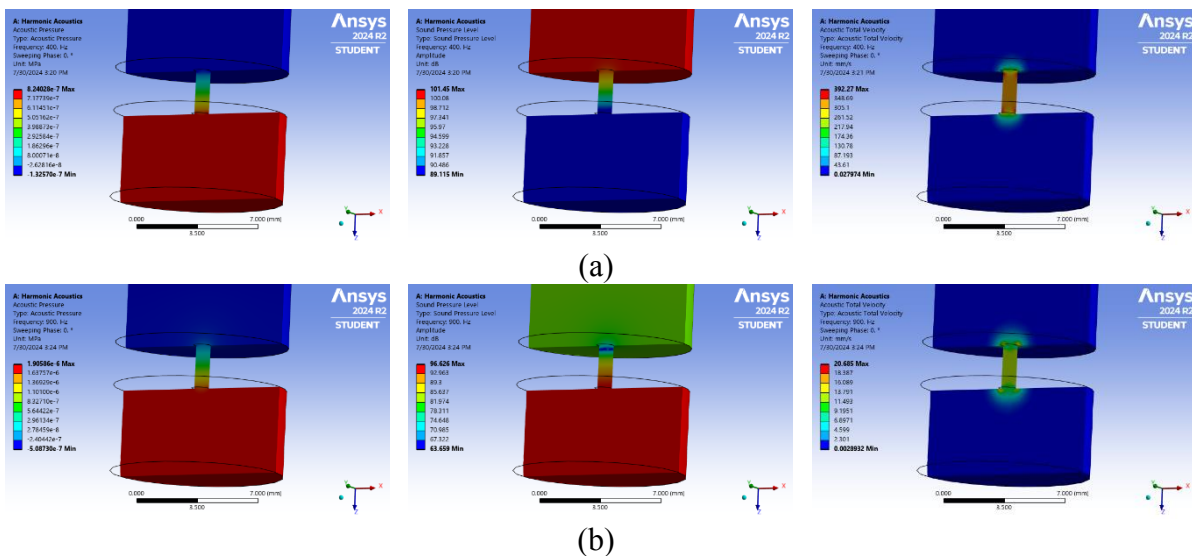
Kemudian yang terakhir, analisis data memperlihatkan bahwa peningkatan kedalaman rongga udara di belakang panel MPP akan menurunkan frekuensi resonansi. Hal ini didasarkan atas persamaan perhitungan frekuensi resonansi yang menempatkan faktor kedalaman rongga udara di bagian penyebut persamaan sehingga secara matematis saat nilainya ditingkatkan maka akan menyebabkan penurunan *overall* frekuensi resonansi. Hal ini juga disebabkan saat nilai kedalaman rongga udara ditingkatkan membuat nilai massa udara pada rongga memiliki inersia yang lebih besar, yang berarti memerlukan lebih banyak energi untuk berosilasi pada frekuensi yang lebih tinggi. Akibatnya, sistem berosilasi pada frekuensi yang lebih rendah. Jika dikaji menggunakan analogi sistem pegas bermassa, pemanjangan pegas yang tidak diikuti perubahan parameter lain seperti massa pegas yang berosilasi akan membuat osilasi yang lebih lambat dan analog dengan frekuensi rendah. Penelitian dari Arena et. al. menunjukkan hasil yang serupa, peningkatan ukuran kedalaman rongga udara menunjukkan terjadinya peningkatan ketebalan

keseluruhan yang disediakan oleh rongga udara yang memungkinkan disipasi dengan panjang gelombang yang lebih panjang (Arenas & Asdrubali, 2019).

#### 4.2.2 Mekanisme Disipasi Energi pada *Thermoviscous Loss*

Trevor J. Cox menjelaskan di bukunya yang berjudul *Acoustic Absorbers and Diffusers* bahwa faktor umum penyebab terjadinya penyerapan suara pada MPP adalah faktor frekuensi resonansi dan juga faktor disipasi energi suara menjadi panas melalui mekanisme *thermal viscous loss*. *Thermal viscous loss* adalah mekanisme di mana energi suara diubah menjadi panas melalui gesekan dan viskositas udara saat melewati perforasi kecil. Ketika gelombang suara berinteraksi dengan udara dalam perforasi, viskositas udara menyebabkan gesekan yang mengubah sebagian energi akustik menjadi panas, sehingga mengurangi energi suara yang dipantulkan atau diteruskan. Analisis data telah menunjukkan hasil FEM pada saat frekuensi resonansi yang terjadi pada perubahan beberapa parameter geometri MPP. Gambar 4.3(a-c), Gambar 4.5(a-c), serta Gambar 4.7(a-c) menunjukkan adanya penurunan tekanan suara setelah berinteraksi dengan panel MPP. Kemudian, nilai kecepatan akustik sesaat mengalami peningkatan pada area tengah perforasi yang bermakna banyak udara diteruskan ke rongga *cavity* MPP. Sejalan dengan itu, nilai temperatur mengalami peningkatan di daerah batas pinggir perforasi dan mengonfirmasi adanya pembentukan lapisan batas kental yang membuat adanya disipasi sebagai energi suara menjadi panas. Total SPL pada area rongga udara juga mengalami peningkatan karena interaksi gelombang suara dengan dinding rigid di belakang MPP sehingga peningkatan tekanan bunyi terjadi.

Efek penyerapan suara yang paling maksimal dihasilkan oleh MPP saat frekuensi gelombang bidang yang datang sesuai dengan frekuensi natural atau frekuensi resonansi dari panel MPP. Namun, saat frekuensi yang datang tidak sesuai dengan frekuensi natural dari sistem MPP, MPP akan memantulkan energi suara yang datang dan tercermin dari peningkatan magnitudo impedansi saat tidak berada pada frekuensi resonansi. Gambar 4.16 menunjukkan perbandingan efek *thermal viscous loss* pada MPP saat resonansi yang terjadi 400 Hz (a) dan saat frekuensi non-resonansi di 900 Hz (b).

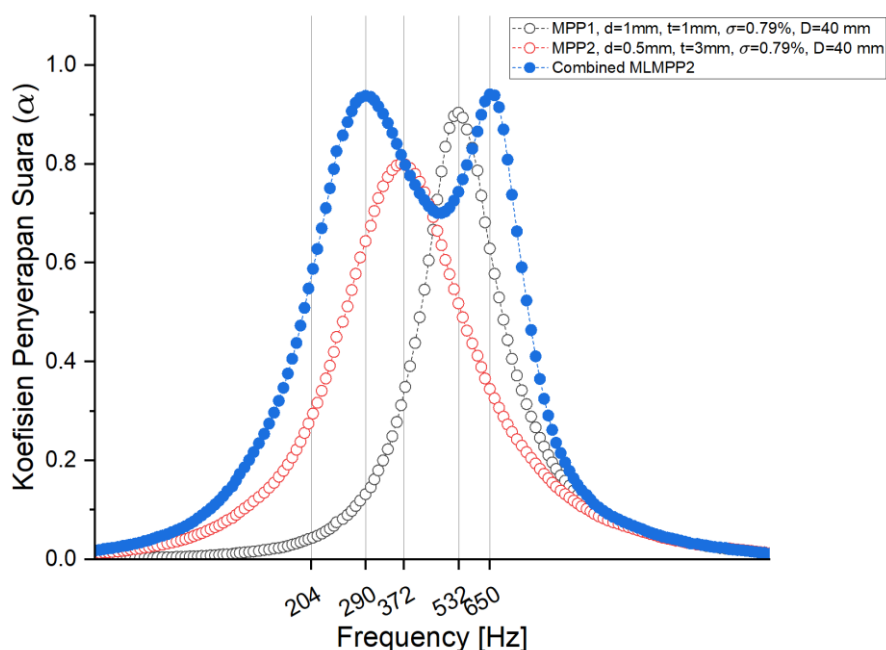


Gambar 4.16 Perbandingan Hasil FEM *Thermoviscous Loss* di MPP untuk Frekuensi Resonansi 400 Hz (atas) dan non-Resonansi 900 Hz (bawah) pada  $d=1$  mm

Terlihat bahwa saat frekuensi udara yang berinteraksi dengan panel MPP tidak sesuai dengan frekuensi resonansi MPP, disipasi energi tidak terjadi secara maksimal. Nilai kecepatan sesaat yang dinyatakan dalam mm/s pada frekuensi non-resonansi nilainya jauh lebih kecil jika dibandingkan dengan saat frekuensi resonansi. Nilai SPL di rongga udara di belakang panel MPP juga mengalami perbedaan. Saat frekuensi resonansi terjadi, terdapat kecenderungan kenaikan nilai SPL yang dinyatakan dalam dB karena adanya kecocokan impedansi sehingga udara dapat mudah lolos ke rongga udara dan beresilasi secara maksimum. Terlihat bahwa SPL di rongga udara saat frekuensi resonansi dapat menyentuh 101,48 dB, nilai ini jauh lebih tinggi daripada saat frekuensi non-resonansi yang hanya mencapai 78 dB.

#### 4.2.3 Pengaruh Konfigurasi *Multi-Layer Micro Perforated Panel (MLMPP)*

Konfigurasi *multi-layer* MPP menghasilkan performa penyerapan suara pada rentang frekuensi yang lebih lebar jika dibandingkan dengan *single-layer* MPP. Lapisan MPP yang disusun secara seri dengan memiliki rongga kedalaman udara masing-masing ini menyebabkan terjadinya puncak penyerapan suara yang berulang pada frekuensi resonansi setiap sistem MPP. Menariknya, frekuensi resonansi yang disusun oleh setiap panel MPP secara individu tidak sama hasilnya ketika panel MPP dengan spesifikasi yang sama digabungkan dengan panel lainnya. Gambar 4.17 memperlihatkan bahwa nilai frekuensi resonansi dari MLMPP2 atau gabungan antara konfigurasi MPP1 dengan MPP2 yang disusun secara seri menghasilkan frekuensi resonansi yang melebar baik ke arah frekuensi rendah maupun tinggi.



Gambar 4.17 Detail Frekuensi Resonansi pada *Double-Layer* MPP

Gambar 4.17 menunjukkan grafik koefisien penyerapan suara dari MLMPP2 yang terdiri atas lapisan MPP1 yang memiliki diameter perforasi 1 mm dan ketebalan panel 1 mm, serta MPP2 memiliki diameter perforasi 0.5 mm dan ketebalan panel 3 mm. Perbedaan ini menyebabkan masing-masing panel memiliki frekuensi resonansi yang berbeda. Ketika MPP1 dan MPP2 digabungkan menjadi MLMPP2, efek resonansi dari kedua panel berinteraksi. Kombinasi ini menghasilkan spektrum resonansi gabungan yang tidak hanya mempertahankan

resonansi individu dari MPP1 dan MPP2 tetapi juga menciptakan resonansi baru hasil superposisi yang menggabungkan karakteristik keduanya. Ini menyebabkan pergeseran frekuensi resonansi ke arah yang berbeda serta meningkatkan rentang frekuensi yang efektif menyerap suara.

## BAB 5 Kesimpulan dan Saran

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil desain dan simulasi, penelitian ini memiliki kesimpulan sebagai berikut:

1. Peningkatan diameter perforasi pada MPP menyebabkan peningkatan nilai koefisien penyerapan suara serta menggeser meningkatkan nilai frekuensi resonansi. Jarak antar perforasi yang ditingkatkan membuat nilai  $\sigma$  atau persen perforasi menurun dan membuat frekuensi resonansi bergeser ke frekuensi rendah. Ketebalan panel yang ditingkatkan membuat massa akustik meningkat sehingga frekuensi resonansi bergeser ke arah frekuensi yang lebih rendah. Peningkatan kedalaman rongga udara membuat rongga resonansi meningkat dan menyebabkan frekuensi resonansi yang lebih rendah.
2. Peningkatan ketebalan panel, pengurangan ukuran diameter, serta peningkatan jarak perforasi terbukti meningkatkan kinerja insulasi suara. Sedangkan, perubahan kedalaman rongga udara tidak memengaruhi nilai STL. Desain MPP dengan  $d=0,4$  mm,  $b=10$  mm, dan  $t=2,5$  mm menghasilkan STL tertinggi sebesar 20 dB – 40,54 dB pada frekuensi 63 – 4000 Hz.
3. Optimalisasi kinerja penyerapan suara pada frekuensi rendah dengan rentang frekuensi yang lebih lebar dapat diperoleh dengan konfigurasi *multi-layer* MPP. Kenaikan jumlah lapisan MPP dari sampel MLMPP1 hingga MLMPP3 menghasilkan hingga 3 puncak kemunculan puncak penyerapan suara pada frekuensi yang berbeda. Kombinasi dari berbagai lapisan MPP dengan karakteristik yang berbeda ini memungkinkan penyerapan suara yang lebih efisien dan merata di rentang frekuensi yang lebih lebar.
4. Konfigurasi *multi-layer* MPP yang paling efektif dalam kinerja penyerapan suara didapat pada sampel MLMPP3 dengan 3 puncak penyerapan suara pada 250 Hz, 600 Hz, dan 850 Hz dan masing-masing  $\alpha$  bernilai 99,6%, 90,67%, dan 97,9%. Rentang penyerapan suara efektif dengan syarat  $\alpha \geq 70\%$  didapatkan pada rentang 160 Hz hingga 1000 Hz.

### 5.2 Saran

Penelitian ini memiliki beberapa saran perbaikan yang dapat digunakan untuk meningkatkan kualitasnya dan meliputi:

1. Diperlukan pengujian secara eksperimental menggunakan tabung impedansi atau metode ruang dengung untuk mendapatkan data yang lebih baik terkait kemampuan penyerapan suara material.
2. Perlu adanya pengujian menggunakan metode *oblique incident* atau sudut datang tidak normal sehingga kinerja MPP dapat lebih mewakili kemampuan penyerapan dan insulasi suara di kondisi nyata.
3. Adanya percobaan pemanfaatan MPP untuk modifikasi akustik ruang ataupun insulasi suara untuk mengetahui aspek aplikatif dari MPP.

## DAFTAR PUSTAKA

- Andreas, & Anthony, W. (2014). *DESAIN MICRO PERFORATED PANEL ABSORBER UNTUK KEBUTUHAN ADJUSTABLE ACOUSTICS HALL STUDI KASUS GEDUNG AULA BARAT ITB* [Institut Teknologi Bandung]. [https://digilib.itb.ac.id/gdl/view/17955/micro-perforated-panel?rows=1113&per\\_page=2](https://digilib.itb.ac.id/gdl/view/17955/micro-perforated-panel?rows=1113&per_page=2)
- Arenas, J. P., & Asdrubali, F. (2019). *Eco-materials with Noise Reduction Properties BT - Handbook of Ecomaterials* (L. M. T. Martínez, O. V. Kharissova, & B. I. Kharisov (eds.); pp. 3031–3056). Springer International Publishing. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-68255-6\\_137](https://doi.org/10.1007/978-3-319-68255-6_137)
- Asakura, T. (2021). Numerical investigation of the sound-insulation effect of a suspended ceiling structure with arrayed Helmholtz resonators by the finite-difference time-domain method. *Applied Acoustics*, *172*, 107601. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107601>
- Bahri, S., T.N. Manik, & Suryajaya. (2016). Pengukuran sifat akustik material dengan metode tabung impedansi berbasis platform arduino. *Jurnal Fisika Flux*, *13*(2), 148–154.
- Balirante, M., Lefrandt, L. I. R., & Kumaat, M. (2020). Analisa Tingkat Kebisingan Lalu Lintas Di Jalan Raya Ditinjau Dari Tingkat Baku Mutu Kebisingan Yang Diizinkan. *Jurnal Sipil Statik*, *8*(2), 249–256.
- Barron, M. (2009). *Auditorium Acoustics and Architectural Design* (2nd Editio). Spon Press. <https://doi.org/10.4324/9780203874226>
- Beranek, L. L., & Mellow, T. (2012). *Acoustics: Sound Fields and Transducers*. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-05897-0>
- Chen, J.-S., Chen, Y.-B., Cheng, Y.-H., & Chou, L.-C. (2020). A sound absorption panel containing coiled Helmholtz resonators. *Physics Letters A*, *384*(35), 126887. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.physleta.2020.126887>
- Cox, T. J., & D'Antonio, P. (2005). Book Review: Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory, Design and Application. *Building Acoustics*, *12*(4), 293–294. <https://doi.org/10.1260/135101005775219076>
- Deepak, Pitchaimani, J., Nadimpalli, R., & Mailan Chinnapandi, L. B. (2024). Exploring the acoustic potential of 3D printed micro-perforated panels: A comparative analysis. *Heliyon*, *10*(7), e28612. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e28612>
- Falsafi, I., & Ohadi, A. (2017). Design guide of single layer micro perforated panel absorber with uniform air gap. *Applied Acoustics*, *126*, 48–57. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.04.020>
- Gardonio, P., & Turco, E. (2019). Tuning of vibration absorbers and Helmholtz resonators based on modal density/overlap parameters of distributed mechanical and acoustic systems. *Journal of Sound and Vibration*, *451*, 32–70. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.03.015>
- Jung, S. S., Kim, Y. T., Lee, D. H., Kim, H. C., Cho, S. Il, & Lee, J. K. (2007). Sound absorption of micro-perforated panel. *Journal of the Korean Physical Society*, *50*(4), 1044–1051.

<https://doi.org/10.3938/jkps.50.1044>

- Li, H., Wu, J., Yan, S., & Mao, Q. (2023). Design and study of broadband sound absorbers with partition based on micro-perforated panel and Helmholtz resonator. *Applied Acoustics*, 205, 109262. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109262>
- Li, J., Shi, Y., Jiang, R., Zhang, Z., & Huang, Q. (2022). Acoustic Insulation Mechanism of Membrane-Type Acoustic Metamaterials Loaded with Arbitrarily Shaped Mass Blocks of Variable Surface Density. In *Materials* (Vol. 15, Issue 4). <https://doi.org/10.3390/ma15041556>
- Long, M. (2014). *4 - Acoustic Measurements and Noise Metrics* (M. B. T.-A. A. (Second E. Long (ed.); pp. 129–174). Academic Press. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-398258-2.00004-0>
- Lu, C.-H., Chen, W., Zhu, Y.-W., Du, S.-Z., & Liu, Z.-E. (2018). Comparison Analysis and Optimization of Composite Micro-perforated Absorbers in Sound Absorption Bandwidth. *Acoustics Australia*, 46(3), 305–315. <https://doi.org/10.1007/s40857-018-0140-0>
- Maa, D.-Y. (1998). Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(5), 2861–2866. <https://doi.org/10.1121/1.423870>
- Massikki, M. N. (2011). Desain Akustik Ruang Sholat Masjid Agung Darussalam Palu. *Ruang: Jurnal Arsitektur*, 3(1).
- Mohammad Alizadeh, P., Ahmadi, O., Shekoohiyan, S., & SheikhMozafari, M. J. (2024). Comprehensive analysis of acoustic properties of cellulose nano fibers absorbers: experimental and FEM-based mathematical modeling evaluation. *International Journal of Environmental Science and Technology*. <https://doi.org/10.1007/s13762-024-05849-5>
- Pan, L., & Martellotta, F. (2020). A Parametric Study of the Acoustic Performance of Resonant Absorbers Made of Micro-perforated Membranes and Perforated Panels. In *Applied Sciences* (Vol. 10, Issue 5). <https://doi.org/10.3390/app10051581>
- Prasetyo, I., Sarwono, J., & Sihar, I. (2016). Study on inhomogeneous perforation thick micro-perforated panel sound absorbers. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 10(3), 2350–2362. <https://doi.org/10.15282/jmes.10.3.2016.12.0218>
- Qian, Y., Kong, D. Y., Liu, S. M., Sun, S. M., & Zhao, Z. (2013). Investigation on micro-perforated panel absorber with ultra-micro perforations. *Applied Acoustics*, 74, 931–935. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.01.009>
- Seidman, M. D., & Standring, R. T. (2010). Noise and quality of life. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 7(10), 3730–3738. <https://doi.org/10.3390/ijerph7103730>
- SheikhMozafari, M. J. (2024). Enhancing Sound Absorption in Micro-Perforated Panel and Porous Material Composite in Low Frequencies: A Numerical Study Using FEM. In *Sound & Vibration* (Vol. 58, Issue 1). <https://doi.org/10.32604/sv.2024.048897>
- Song, B. H., & Bolton, J. S. (2000). A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 107(3), 1131–1152. <https://doi.org/10.1121/1.428404>
- Sugiono, S., Nurlaela, S., Kusuma, A., Wicaksono, A., & Lukodono, R. (2020). *Investigating*



*the Noise Barrier Impact on Aerodynamics Noise: Case Study at Jakarta MRT* (pp. 189–197). [https://doi.org/10.1007/978-981-15-4409-5\\_17](https://doi.org/10.1007/978-981-15-4409-5_17)

Wen, X., Lu, G., Lv, K., Jin, M., Shi, X., Lu, F., & Zhao, D. (2019). Impacts of traffic noise on roadside secondary schools in a prototype large Chinese city. In *Applied Acoustics* (Vol. 151, pp. 153–163). <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.02.024>

Wu, K., Huang, L., Zhang, X., Liu, X., Wang, C., & Zhang, Y. (2021). Broadband and extremely low frequency sound isolation by a programmable shunted electromechanical diaphragm with force dipole effect. In *International Journal of Mechanical Sciences* (Vol. 200). <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2021.106447>

## LAMPIRAN

**Lampiran A. Tabel Nilai *Sound Transmission Loss* Parameter Diameter Perforasi (d)**

Frequency [Hz]	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)
	AFMG Soundflow, w, d=0,4mm	ANSYS, d=0,4mm	AFMG Soundflow, w, d=0,6mm	ANSYS, d=0,6mm	AFMG Soundflow, w, d=0,8mm	ANSYS, d=0,8mm	AFMG Soundflow, w, d=1mm	ANSYS, d=1mm
63	20.17	20.60668	9.5	9.82686	4.61	4.78356	2.4	2.48742
80	20.29	20.68542	9.75	10.03185	4.85	5.01795	2.58	2.67712
100	20.46	20.79812	10.08	10.3141	5.19	5.33497	2.84	2.93199
125	20.69	20.96668	10.52	10.71498	5.63	5.77573	3.18	3.28473
160	21	21.24731	11.1	11.33482	6.22	6.43933	3.65	3.81531
200	21.42	21.61892	11.85	12.08275	6.97	7.21706	4.25	4.44105
250	21.98	22.13704	12.77	13.01439	7.91	8.16635	5.03	5.21727
315	22.71	22.86042	13.88	14.17889	9.02	9.31737	5.98	6.18506
400	23.61	23.82264	15.17	15.55962	10.31	10.66269	7.13	7.35931
500	24.71	24.93026	16.6	16.97559	11.74	12.03952	8.44	8.60727
630	25.98	26.26125	18.15	18.53547	13.3	13.56817	9.9	10.03734
800	27.4	27.79326	19.8	20.22043	14.96	15.2398	11.49	11.63984
1000	28.95	29.32648	21.52	21.84621	16.69	16.8697	13.18	13.22896
1250	30.59	30.92434	23.3	23.51401	18.48	18.55221	14.94	14.88805
1600	32.31	32.74005	25.11	25.40043	20.31	20.46135	16.75	16.78581
2000	34.08	34.41179	26.96	27.13602	22.17	22.22019	18.61	18.5432
2500	35.89	36.10707	28.83	28.89388	24.06	24.00217	20.5	20.32772
3150	37.72	37.88352	30.71	30.73111	25.96	25.86318	22.41	22.19721
4000	39.58	39.73456	32.62	32.64062	27.88	27.79774	24.34	24.14077

**Lampiran B. Tabel Nilai *Sound Transmission Loss* Parameter Jarak antar Diameter Perforasi (b)**

Frequency [Hz]	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)
----------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------

	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)	ion Loss (dB)
	AFMG Soundflo w, b=8mm	ANSYS, b=8mm	AFMG Soundflo w, b=10mm	ANSYS, b=10mm	AFMG Soundflo w, b=12mm	ANSYS, b=12mm	AFMG Soundflo w, d=14mm	ANSYS, b=14mm
63	1.56	1.61606	2.4	2.48742	3.36	3.4917	4.41	4.58743
80	1.67	1.721	2.58	2.67712	3.64	3.78449	4.79	4.99032
100	1.82	1.86413	2.84	2.93199	4.02	4.16926	5.3	5.50681
125	2.02	2.06664	3.18	3.28473	4.53	4.68656	5.96	6.18062
160	2.29	2.38135	3.65	3.81531	5.18	5.43534	6.79	7.12095
200	2.66	2.76827	4.25	4.44105	6.01	6.28043	7.81	8.14243
250	3.16	3.27182	5.03	5.21727	7.02	7.28274	9	9.31171
315	3.81	3.93551	5.98	6.18506	8.21	8.47651	10.35	10.65919
400	4.64	4.79198	7.13	7.35931	9.57	9.86178	11.85	12.17752
500	5.65	5.75916	8.44	8.60727	11.07	11.27788	13.45	13.69317
630	6.85	6.93113	9.9	10.03734	12.68	12.84939	15.15	15.3444
800	8.22	8.312	11.49	11.63984	14.38	14.56453	16.91	17.12066
1000	9.73	9.73754	13.18	13.22896	16.15	16.23216	18.73	18.82977
1250	11.36	11.27158	14.94	14.88805	17.97	17.94893	20.58	20.57652
1600	13.08	13.06849	16.75	16.78581	19.83	19.89192	22.46	22.54277
2000	14.87	14.76021	18.61	18.5432	21.71	21.67782	24.36	24.34325
2500	16.72	16.49993	20.5	20.32772	23.62	23.4837	26.28	26.15937
3150	18.6	18.33629	22.41	22.19721	25.55	25.36637	28.21	28.04944
4000	20.5	20.25652	24.34	24.14077	27.48	27.32017	30.15	30.00847

**Lampiran C. Tabel Nilai *Sound Transmission Loss* Parameter Ketebalan Panel (t)**

Frequency [Hz]	STL	STL	STL	STL	STL	STL	STL	STL
	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB
	Soundflow t=1,5 mm	Soundflow t=3 mm	Soundflow t=5 mm	Soundflow t=10 mm	ANSYS, t=1,5 mm	ANSYS, t=3 mm	ANSYS, t=5 mm	ANSYS, t=10 mm
63	1.76	2.91	4.25	6.92	1.73025	2.85218	4.21613	7.03265
80	1.87	3.11	4.56	7.48	1.85136	3.07643	4.57029	7.62628

100	2.16	3.6	5.28	8.57	2.01463	3.37625	5.03225	8.3611
125	2.52	4.17	6.06	9.65	2.24319	3.78783	5.64531	9.27914
160	2.76	4.56	6.62	10.47	2.59463	4.39929	6.51593	10.49612
200	3.1	5.15	7.44	11.6	3.02244	5.1093	7.47667	11.75179
250	3.67	6.04	8.6	13.06	3.57397	5.97522	8.59065	13.12567
315	4.3	6.97	9.76	14.45	4.29352	7.0354	9.88853	14.64757
400	5.18	8.2	11.21	16.11	5.21143	8.29829	11.36457	16.30623
500	6.22	9.55	12.75	17.79	6.23559	9.6185	12.84878	17.91969
630	7.44	11.04	14.38	19.54	7.46216	11.11044	14.47458	19.64273
800	8.84	12.65	16.1	21.34	8.89165	12.7628	16.23034	21.46568
1000	10.37	14.36	17.88	23.17	10.35428	14.38678	17.9236	23.1952
1250	12.03	16.13	19.7	25.04	11.91775	16.07119	19.65555	24.93957
1600	13.77	17.96	21.56	26.92	13.74004	17.98792	21.60379	26.87234
2000	15.57	19.82	23.45	28.82	15.45138	19.75583	23.38332	28.60585
2500	17.43	21.71	25.36	30.74	17.20677	21.54549	25.16871	30.30365
3150	19.32	23.63	27.28	32.66	19.06107	23.41492	27.01448	31.99428
4000	21.23	25.56	29.21	34.6	21.00392	25.35208	28.90002	33.6118

**Lampiran D. Tabel Nilai *Sound Transmission Loss* Parameter Kedalaman Rongga Udara (D)**

Frequency [Hz]	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)	Sound Transmission Loss (dB)
	D=10 mm	D=20 mm	D=40 mm	D=80 mm
Transmission Loss [dB]				
63	2.54	2.54	2.54	2.54
80	2.71	2.71	2.71	2.71
100	3.14	3.14	3.14	3.14
125	3.64	3.64	3.64	3.64
160	3.98	3.98	3.98	3.98
200	4.5	4.5	4.5	4.5

250	5.3	5.3	5.3	5.3
315	6.14	6.14	6.14	6.14
400	7.28	7.28	7.28	7.28
500	8.55	8.55	8.55	8.55
630	9.98	9.98	9.98	9.98
800	11.54	11.54	11.54	11.54
1000	13.21	13.21	13.21	13.21
1250	14.96	14.96	14.96	14.96
1600	16.77	16.77	16.77	16.77
2000	18.62	18.62	18.62	18.62
2500	20.5	20.5	20.5	20.5
3150	22.41	22.41	22.41	22.41
4000	24.34	24.34	24.34	24.34

**Lampiran E. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Diameter Perforasi (d)**

Frekuensi	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )
Hz								
	AFMG Soundflo w, d=0,4 mm	ANSYS, d=0,4 mm	AFMG Soundflo w, d=0,6 mm	ANSYS, d=0,6 mm	AFMG Soundflo w, d=0,8 mm	ANSYS, d=0,8 mm	AFMG Soundflo w, d=1 mm	ANSYS, d=1 mm
63	0.13	0.34786	0.06	0.40617	0.02	0.31367	0.01	0.28066
80	0.16	0.35137	0.1	0.47143	0.03	0.36103	0.01	0.30267
100	0.18	0.35244	0.17	0.53695	0.06	0.43126	0.02	0.33673
125	0.19	0.35188	0.29	0.5967	0.11	0.53911	0.05	0.39511
160	0.19	0.34988	0.47	0.64221	0.22	0.70687	0.09	0.5129
200	0.18	0.3471	0.6	0.65544	0.47	0.86023	0.19	0.69723
250	0.16	0.34335	0.55	0.63947	0.85	0.93223	0.46	0.92022
315	0.13	0.33814	0.38	0.59619	0.81	0.89688	0.89	0.99833
400	0.1	0.33087	0.24	0.53341	0.47	0.763	0.79	0.95381

500	0.08	0.32198	0.16	0.4701	0.25	0.61639	0.41	0.77654
630	0.06	0.3106	0.1	0.4097	0.15	0.49408	0.21	0.59463
800	0.04	0.29705	0.07	0.35829	0.09	0.4056	0.12	0.46893
1000	0.03	0.28378	0.05	0.32135	0.06	0.34945	0.08	0.39456
1250	0.02	0.27114	0.03	0.29376	0.04	0.31078	0.05	0.34574
1600	0.02	0.25899	0.02	0.27175	0.03	0.28152	0.03	0.30984
2000	0.01	0.25012	0.02	0.25747	0.02	0.26311	0.02	0.28758
2500	0.01	0.24312	0.01	0.24682	0.01	0.24958	0.02	0.27124
3150	0.01	0.23695	0.01	0.2368	0.04	0.23572	0.02	0.25355
4000	0	0.23291	0.01	0.23297	0.01	0.23401	0.01	0.2541

**Lampiran F. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Jarak antar Diameter Perforasi (b)**

Frekuensi	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )
Hz								
	AFMG Soundflow, b=8 mm	ANSYS, b=8 mm	AFMG Soundflow, b=10 mm	ANSYS, b=10 mm	AFMG Soundflow, b=12 mm	ANSYS, b=12 mm	AFMG Soundflow, b=14 mm	ANSYS, b=14 mm
63	0.01	0.28248	0.01	0.28066	0.01	0.25635	0.02	0.252
80	0.01	0.2943	0.01	0.30267	0.02	0.29052	0.03	0.30066
100	0.01	0.31275	0.02	0.33673	0.04	0.34451	0.06	0.37877
125	0.03	0.34492	0.05	0.39511	0.07	0.43788	0.12	0.5116
160	0.05	0.41096	0.09	0.5129	0.16	0.61927	0.27	0.73813
200	0.1	0.52184	0.19	0.69723	0.37	0.84708	0.63	0.91985
250	0.2	0.71004	0.46	0.92022	0.82	0.97884	0.91	0.94081
315	0.47	0.93942	0.89	0.99833	0.86	0.95281	0.56	0.80004
400	0.85	1	0.79	0.95381	0.46	0.77063	0.27	0.59446
500	0.74	0.9667	0.41	0.77654	0.23	0.58265	0.15	0.45047

630	0.4	0.79027	0.21	0.59463	0.13	0.44744	0.09	0.35402
800	0.21	0.60349	0.12	0.46893	0.08	0.3598	0.06	0.29115
1000	0.13	0.48424	0.08	0.39456	0.05	0.30763	0.04	0.25295
1250	0.08	0.40628	0.05	0.34574	0.03	0.27283	0.02	0.22701
1600	0.05	0.35002	0.03	0.30984	0.02	0.24693	0.02	0.20747
2000	0.03	0.31577	0.02	0.28758	0.02	0.23084	0.01	0.19528
2500	0.02	0.2908	0.02	0.27124	0.01	0.21921	0.01	0.18654
3150	0.02	0.26173	0.02	0.25355	0.05	0.20837	0.01	0.17888
4000	0.02	0.27077	0.01	0.2541	0.01	0.20654	0	0.17689

**Lampiran G. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Ketebalan Panel (t)**

Frekuensi	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )
Hz								
	AFMG Soundflow, t=1,5 mm	ANSYS, t=1,5 mm	AFMG Soundflow, t=3 mm	ANSYS, t=3 mm	AFMG Soundflow, t=5 mm	ANSYS, t=5 mm	AFMG Soundflow, t=10 mm	ANSYS, t=10 mm
63	0.01	0.27242	0.01	0.27469	0.02	0.30035	0.03	0.3699
80	0.01	0.28591	0.02	0.30071	0.03	0.34281	0.06	0.44787
100	0.02	0.30641	0.03	0.34156	0.05	0.4104	0.13	0.56234
125	0.03	0.34156	0.06	0.41218	0.1	0.52531	0.29	0.71289
160	0.05	0.41348	0.11	0.55363	0.23	0.72808	0.63	0.84033
200	0.1	0.53459	0.25	0.76136	0.54	0.91501	0.76	0.8295
250	0.23	0.73754	0.59	0.95843	0.93	0.96424	0.44	0.71114
315	0.53	0.96028	0.95	0.99368	0.65	0.86566	0.22	0.56631
400	0.89	0.99998	0.65	0.8948	0.32	0.67183	0.12	0.45297
500	0.69	0.94567	0.32	0.70064	0.17	0.52307	0.07	0.38273
630	0.36	0.7544	0.17	0.5358	0.1	0.42157	0.05	0.3352
800	0.2	0.57489	0.1	0.42561	0.06	0.35551	0.03	0.30325

1000	0.12	0.46311	0.06	0.36008	0.04	0.31564	0.02	0.28336
1250	0.07	0.39009	0.04	0.31661	0.03	0.28871	0.01	0.26963
1600	0.05	0.33722	0.03	0.28433	0.02	0.26844	0.01	0.25911
2000	0.03	0.30492	0.02	0.2642	0.01	0.2557	0.01	0.25235
2500	0.02	0.28133	0.01	0.24939	0.01	0.24636	0	0.24727
3150	0.01	0.25406	0.05	0.23383	0.01	0.23705	0	0.24247
4000	0.02	0.26151	0.01	0.23286	0.01	0.23514	0	0.23994

**Lampiran H. Tabel Nilai Koefisien Penyerapan Suara Parameter Kedalaman Rongga Udara (D)**

Frekuensi	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )	Koefisien Absorpsi Suara ( $\alpha$ )
Hz								
	AFMG Soundflow, D=10 mm	ANSYS, D=10 mm	AFMG Soundflow, D=20 mm	ANSYS, D=20 mm	AFMG Soundflow, D=40 mm	ANSYS, D=40 mm	AFMG Soundflow, D= 80 mm	ANSYS, D=80 mm
63	0	0.13563	0	0.17476	0.01	0.27596	0.02	0.34127
80	0	0.1361	0	0.17716	0.01	0.28855	0.04	0.39537
100	0	0.13692	0	0.18083	0.02	0.30823	0.07	0.47801
125	0	0.1388	0.01	0.18803	0.03	0.34304	0.14	0.60898
160	0	0.14299	0.01	0.2046	0.05	0.41671	0.28	0.81333
200	0	0.14993	0.02	0.2353	0.11	0.54532	0.58	0.96802
250	0.01	0.16262	0.04	0.29796	0.26	0.7646	0.94	0.99904
315	0.02	0.18888	0.09	0.44025	0.64	0.97603	0.79	0.96837
400	0.03	0.25129	0.26	0.75392	0.93	0.99162	0.46	0.82208
500	0.09	0.40267	0.78	0.9911	0.55	0.85641	0.26	0.65948
630	0.33	0.79743	0.72	0.90535	0.26	0.64376	0.16	0.52873
800	0.86	0.9765	0.28	0.59423	0.14	0.49137	0.1	0.43606
1000	0.36	0.63321	0.13	0.40744	0.08	0.40462	0.07	0.37739



1250	0.12	0.37356	0.07	0.30825	0.05	0.34988	0.04	0.33638
1600	0.06	0.253	0.04	0.24795	0.04	0.31093	0.03	0.30338
2000	0.03	0.20179	0.03	0.2157	0.02	0.2875	0.12	0.26468
2500	0.02	0.17316	0.02	0.19492	0.02	0.27103	0.02	0.28243
3150	0.01	0.15514	0.01	0.18058	0.01	0.2585	0.01	0.26712
4000	0.01	0.14312	0.01	0.17043	0.01	0.24557	0.01	0.25442

### Lampiran I. Perhitungan Frekuensi Resonansi

Perhitungan frekuensi resonansi dilakukan dengan menggunakan Persamaan 2.8 untuk mendapatkan nilai rasio perforasi terhadap total luas permukaan panel serta Persamaan 2.9 untuk mendapatkan nilai akhir frekuensi resonansi.

$$\text{Persamaan 2.8} = \sigma = \pi \left(\frac{r}{b}\right)^2 \text{ dan Persamaan 2.9 adalah } f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{(t_{corrected})D}}$$

Contoh perhitungan pada panel MPP1 di variasi sampel MLMPP2 dengan diameter 1 mm ( $r = 0,5$  mm), tebal panel 1 mm, kedalaman rongga udara 40 mm, dan jarak antar perforasi 10 mm dituliskan sebagai berikut:

Pertama, dilakukan kalkulasi nilai tebal panel yang telah dikoreksi atau  $t_{corrected} = t + 1,7r$ . Substitusi nilai t dan r pada Persamaan  $t_{corrected}$  akan didapatkan:

$$t_{corrected} = t + 1,7r = 0,001 \text{ m} + 1,7(0,0005) = 0,00185 \text{ m}$$

Selanjutnya, nilai rasio perforasi lubang MPP terhadap luasan panel dihitung dengan Persamaan 2.8. Kalkulasi dituliskan sebagai berikut:

$$\sigma = \pi \left(\frac{r}{b}\right)^2 = \pi \left(\frac{0,0005}{0,01}\right)^2 = 0,007853982 \text{ atau } 0,79\%$$

Nilai frekuensi resonansi kemudian dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 2.9. Kalkulasi dituliskan sebagai berikut:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{(t_{corrected})D}} = \frac{340}{2\pi} \sqrt{\frac{0,00789}{0,00185 \times 0,04}} = 557 \text{ Hz}$$

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Tulungagung, 10 Mei 2002, merupakan anak pertama dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di MI PSM Tanen, MTs PSM Tanen, dan MAN 3 Tulungagung. Setelah lulus dari MAN pada tahun 2020, Penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di Departemen Fisika – FSAD ITS pada tahun 2020 dan terdaftar dengan NRP 5001201089.

Di Departemen Fisika ITS, penulis aktif sebagai asisten laboratorium instrumentasi dan juga asisten dosen Fisika Dasar. Selama masa perkuliahan, penulis lebih aktif pada kegiatan organisasi di luar departemen dan pernah menjadi Ketua ITS TV Periode 2023/2024, tergabung dalam ITS *Media Center* Rektorat ITS, serta aktif menjadi pemateri pada *Advanced Media Schooling* lintas Fakultas di ITS dan beberapa kajian materi multimedia lainnya. Penulis juga sempat menjalani masa belajar di luar kampus melalui program MBKM dari Kemendikbud berupa Bangkit Academy 2023 sebagai peserta jalur belajar *Cloud Computing* pada MSIB Batch 4 dan Magang di PT. Bank Rakyat Indonesia (Persero) Tbk. pada saat MSIB Batch 6. Saat ini penulis memiliki minat yang besar terhadap keilmuan akustik dan ingin menerapkannya pada level industri yang lebih besar.