

Dr. Eng. Agung Sudrajad
R.O. Saut Gurning, Ph.D.

PENGANTAR TEORI KEBISINGAN MESIN



PENGANTAR TEORI KEBISINGAN PERMESINAN

© Dr. Eng. Agung Sudrajad
R.O Saut Gurning, Ph.D.

All right reserved

Hak cipta dilindungi Undang-Undang.
Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh isi buku ini
tanpa izin tertulis dari penulis/penerbit.

Cetakan Pertama:
September 2016

Editor:
Maman Fathurrohman

Desain Sampul & Tata Letak:
Desma Yuliadi Saputra

Pengantar Teori Kebisingan Permesinan/Sudrajad, Agung dan Saut Gurning
Untirra Press
viii+102 hlm.: 16 x 24 cm

Gambar cover:
www.pinterest

Diterbitkan oleh
Untirra Press
Jl. Raya Jakarta, Km. 4, Telp. (0254) 280330 Ext 111 Serang
E-mail: penerbit@up.untirra.ac.id
Website: <http://www.up.untirra.ac.id>

ISBN 978-

KATA PENGANTAR

DAFTAR ISI

PENDAHULUAN	1
I. Pengelompokkan Kebisingan	2
II. Kebisingan Pada Mesin Induk	3
III. Sifat-sifat Gas Ideal	4
IV. Proses Kebisingan Melalui Aliran Udara	5
V. Tekanan Bunyi	7
VI. Daya Bunyi	8
VII. Transmisi Bunyi Melalui Dinding Pipa	8
VIII. Hubungan Kebisingan Terhadap Spesifikasi Bunyi	10
IX. Perhitungan Sumber-sumber Kebisingan	12
A. Pendekatan Faktor Konversi	12
B. Pendekatan Empiris	13
ENERGI DENSITAS BUNYI	17
I. Energi Potensial	17
II. Energi Kinetik	18
III. Reverberasi dan Waktu Reverberasi	20
IV. Hubungan Waktu Gema dan Konstanta Ruang	21

DEFINISI DAN PRINSIP DASAR KEBISINGAN	23
I. Definisi	23
II. Perhitungan Secara Matematis Level Bunyi	27
III. Aplikasi Perhitungan Tingkat Bunyi di Kamar Mesin	32
Contoh Perhitungan Pada Sistem Permesinan di Kapal	34
PERHITUNGAN POWER LEVEL (L_w) DARI MASING-MASING PERALATAN	37
STRUCTUREBORNE NOISE ISOLATION	47
I. Memutus Jalur Perambatan	48
II. Memperpanjang Jarak Jalur Kebisingan	52
III. Penambahan Pelemahan	52
CONTROL FLUIDBORNE NOISE	53
I. Sistem Distribusi Udara	53
II. Kontrol Kebisingan	54
III. Vortex Noise	56
IV. Intake Turbulen	57
DEFINISI KUANTITATIF KEBISINGAN	59
MATERIAL AKUSTIK	61
Karakter Material Akustik	62
Membran (Lembaran Tipis)	62
Peredam Struktur	63
Prinsip Kerja Material Akustik	67

SILINCER	69
Fungsi Muffler	69
Kriteria Muffler yang Layak	69
Parameter Penampilan Akustik Muffler	70
PEMBAGIAN/PENGELOMPOKAN TIPE-TIPE MUFFLER (SILINCER)	73
STANDAR KEBISINGAN	81
I. Fungsi Muffler Standar Berdasarkan Aturan A.468 IMO	82
II. Zone-zone Persyaratan	84
III. Pelindung Telinga	85
METODE PREDIKSI NILAI KEBISINGAN	89
I. Metode Elemen Hingga	89
II. Analisa Energi Secara Statistik	90
III. Metode Secara Empiris	90
IV. Modul Perhitungan Airborne Noise	92
V. Modul Perhitungan Kebisingan Lewat Struktur	93
VI. Modul Perhitungan Kebisingan HVAC	94
PENGARUH KEBISINGAN TERHADAP KESEHATAN	95
DAFTAR PUSTAKA	99

PENDAHULUAN

Kebisingan adalah sesuatu yang menyangkut bunyi atau suara yang berkonotasi negatif. Kebisingan dapat diartikan sebagai suatu bunyi / suara yang tidak dikehendaki oleh pendengarnya. Dengan demikian bunyi merupakan faktor utama yang harus diperhatikan dalam membahas kebisingan yang timbul.

Ilmu bunyi (akustik) merupakan cabang dari disiplin ilmu fisika dan ilmu teknik. Ilmu ini mempelajari timbul dan perambatan ilmu, tentang sifat dan proses pendengaran, tentang alat-alat ukur bunyi, serta mempelajari auditorium suatu ruangan.

Untuk mengerti lebih mendalam tentang bunyi maka terlebih dahulu harus memahami tentang teori gelombang, baik gelombang longitudinal maupun gelombang transversal. Hal ini disebabkan karena perambatan bunyi adalah perambatan gangguan melalui media elastis dan menyebabkan perubahan-perubahan kedudukan partikel yang dapat dideteksi oleh manusia dan alat lainnya. Media elastis dapat berupa zat cair, padat, dan gas. Arah perambatan bunyi sesuai dengan arah perambatan gelombang yaitu merambat searah dengan sumbu geraknya, sejajar, atau searah dengan gerakan tersebut.

Kebisingan sebagai suatu bunyi yang tidak dikehendaki merupakan

gejala psikis yang sangat obyektif sekali sifatnya antara orang yang satu dengan orang yang lainnya. Karena itulah dibuat suatu kriteria untuk dapat menyatakan kapan seorang merasa terganggu dengan adanya suara yang tidak dikehendaki tersebut.

I. Pengelompokan Kebisingan

Secara teoritis kebisingan dapat dikelompokan berdasarkan faktor penyebabnya antara lain;

1. **Wide band noise**, yaitu suatu kebisingan di mana seluruh energi akustik tersebar didalam daerah atau range frekuensi yang luas.
2. **Narrow band noise**, yaitu suatu kebisingan di mana seluruh energi akustik tersebar didalam daerah atau range frekuensi yang lebih sempit atau seolah-olah terpusat pada satu frekuensi.
3. **Impulse noise**, yaitu suatu kebisingan yang terputus-putus baik berulang-ulang maupun tidak, misalnya pukulan kayu, dan sebagainya.
4. **Steady noise**, yaitu suatu kebisingan yang sifatnya tetap (steady), misalnya kebisingan motor diesel, generator dan lain-lain.

Pada prinsipnya bunyi yang kita dengar merupakan suatu perambatan dari sumber bunyi. Sedang mekanisme penyebaran dan perambatan energi bunyi tersebut dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

a. Structure-borne noise

Structure-borne noise didefinisikan sebagai kebisingan yang dihasilkan oleh perambatan getaran struktur komponen dari suatu sistem. Struktur atau bagian yang bergetar tersebut akan meradiasikan/merambatkan energi akustik dalam bentuk gelombang longitudinal. Sumber energi diperoleh dari adanya kerusakan atau tidak seimbangnyabagian serta gerakan bolak-balik suatu sistem.

b. Liquid-borne noise

Kebisingan yang ditimbulkan oleh adanya perambatan fluktuasi tekanan fluida, sehingga terjadi getaran kolom fluida, pusaran aliran, bunyi aliran dan kavitasi.

c. Air-borne noise

Kebisingan ini timbul oleh adanya perambatan fluktuasi tekanan yang timbul diudara, misalnya kebisingan yang timbul pada sistem exhaust-gas.

Kriteria yang relevan untuk menentukan batas kebisingan sampai saat ini masih amat jemuk, karena sangat tergantung dari tipe kebisingan, lamanya kebisingan, umur pendengar, kesehatan, dan yang tidak kalah pentingnya ialah kepekaan individu masing-masing tingkat kebisingan yang masih boleh didengar yang berdasarkan pada standar OSHA-USA (Occupation, Safety, and Health Act) yang didekati dengan persamaan;

$$T = \left[\frac{16}{2^{0,2}} \right] (L_w - 85) = 13,92(L_w - 85) \dots \text{jam} \longrightarrow$$

batas Max ijin

Berdasarkan rumus diatas, bila diketahui besar tingkat kebisingan, maka dapat diperhitungkan batas waktu yang dapat diperbolehkan ditempat tersebut, sebagai contoh;

“Sebuah pabrik dengan pembangkit diesel 250 PK dioperasikan pada putaran 1500 Rpm, berapa lamakah orang tersebut diperbolehkan?”

Untuk mengetahui beban kebisingan dari suatu pabrik yang diderita oleh karyawannya dapat perhitungkan dengan rumus pendekatan;

$$\text{Beban kebisingan} = C_n / T_n;$$

di mana C_n adalah jumlah waktu pembebanan pada tingkat kebisingan tertentu.

T_n adalah waktu pembebanan yang diperbolehkan pada tingkat kebisingan yang diperbolehkan(yang mengacu pada standar).

Bila beban kebisingan besarnya lebih dari 1 (satu) maka ambang batas sudah dilampaui $C_n / T_n > 1$ ini berarti ambang batas dilampaui.

II. Kebisingan pada Mesin Pembangkit Utama

Tabel 1. menunjukkan bahwa kebisingan yang timbul pada motor diesel putaran rendah mempunyai nilai yang paling rendah bila

dibandingkan dengan kebisingan yang timbul pada motor diesel putaran sedang maupun putaran tinggi.

Meskipun demikian pada kenyataannya daya bunyi yang dipancarkan oleh motor diesel putaran rendah akan lebih besar dibandingkan dengan daya bunyi yang dipancarkan pada motor diesel putaran sedang maupun motor diesel putaran tinggi.

Tabel 1. Noise Level (dB) untuk Tipe-tipe Permesinan

No.	Tipe Permesinan	Noise Level (dB)
1	Main Diesel Engine (low speed)	100
2	Main Diesel (medium speed)	105
3	Main Diesel (high speed)	110
4	Diesel Generator Engine	105-110
5	Main Steam Engine	95
6	Electric Pump	95
7	Turbogenerator	100
8	Forced Draft Fan	105
9	Turbin for Charge Oil Pump	105
10	Cargo Oil Pump	105
11	Feed Water Pump	105
12	Hidraulic Pump	105

Secara umum kebisingan yang timbul dari motor diesel dapat dibedakan berdasarkan sumber datang suara tersebut yaitu;

- a. Kebisingan yang timbul akibat proses pembakaran dalam silinder dan gerakan elemen-elemen mesin seperti cam, gear, mekanisme engkol, silinder, bearing dan lain-lain.
- b. Kebisingan yang timbul pada sistem exhaust gas.

III. Sifat-sifat Gas Ideal

Tekanan, densitas dan temperatur dari suatu substansi dapat dihubungkan dari sebuah persamaan tingkat keadaan walaupun dari beberapa substansi mempunyai sifat-sifat yang kompleks.

Pengalaman menunjukkan kebanyakan gas-gas dari sistem keteknikan memiliki tekanan dan temperatur menengah yang dinyatakan dengan persamaan tingkat keadaan gas ideal, yaitu;

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (1)$$

di mana:

P = Tekanan gas, N/m²

ρ = Densitas gas, kg/m³

R = Konstanta gas untuk setiap gas, R dinyatakan dengan $R = R_u/M_m$ di mana R_u = konstanta gas universal (8314 N.m/kg.mole.K = 1544 lbf.ft/lbmole.R) dan M_m adalah massa molekul gas. Walaupun tidak ada substansi yang betul-betul memiliki sifat-sifat yang persis sama dengan gas ideal.

Tetapi dengan mengasumsikan sifat-sifat fluida yang mendekati sifat-sifat gas ideal maka kesalahan daripada persamaan (1) akan memiliki penyimpangan lebih kecil daripada 1%.

Persamaan Kontinuitas

Persamaan dasar dari persamaan kontinuitas adalah;

$$\partial f_{ev} \cdot \rho \cdot dV + f_{es} \cdot \rho \cdot V \cdot dA = 0 \dots\dots\dots (2)$$

dengan asumsi;

1. Aliran Steady
2. Aliran 1 dimensi

$$\text{sehingga; } \{-[P_1 \cdot V_1 \cdot A_1] + [P_2 \cdot V_2 \cdot A_2]\} = 0$$

dengan menggunakan besaran skalar dan memberikan tanda nilai absolut akan menghasilkan bentuk yang lebih dikenal;

$$P_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = P_2 \cdot V_2 \cdot A_2 = m = \text{konstan}$$

di mana; ρ = Densitas, kg/m³

A = Luas penampang, m²

V = Kecepatan aliran fluida, m/det

IV. Proses Kebisingan Melalui Aliran Udara

Aliran udara berhubungan dengan elemen lainnya didalam suatu sistem dapat menjadi suatu yang berarti. Turbulensi aliran udara adalah persamaan utama dan kasus-kasus yang menyolok yang berhubungan dengan pemisahan aliran, dengan mempertimbangkan sound power yang dihasilkan dalam sebuah sistem.

A. *Perhitungan pelemahan bunyi oleh elbow 90°*, untuk elbow 90° yang dipasang tepat pada port akan melemahkan bunyi dari exhaust gas,

di mana pelemahan bunyi untuk frekuensi pusat octave-band dapat diperoleh dari sebuah tabulasi.

- B. *Perhitungan untuk sound power bangkitan* dari suatu elemen dari sistem laluan (elbow 90°) dengan menggunakan persamaan berikut;

$$L_w = F + G + H \text{ (dB)} \dots\dots\dots(4)$$

di mana;

L_w = Oktave-band sound power level, dB (ref. 10-12 watt)

F = Fungsi spektrum ditentukan dari karakteristik aliran, dB

G = Fungsi kecepatan, dB

H = Fungsi koreksi, dB

Nilai untuk spektrum, F ditentukan dari parameter aliran tanpa dimensi yang disebut StrouhalNumber yang dihitung dari;

$$S_t = \frac{5 \cdot f \cdot D}{V}$$

di mana;

f ; frekuensi pusat octave-band, Hz

D ; Diameter pipa, in

V ; Kecepatan aliran gas buang rata-rata, ft/min

- C. *Persamaan sound power level kombinasi oleh elbow 90°*, didapat dari persamaan sound power level

$$L_w = 10 \text{ Log } \left[\frac{W}{W_{ref}} \right] \text{ dB} \dots\dots\dots (6)$$

Kemudian dikombinasikan dari dua level L_{w1} dan L_{w2} maka akan menjadi persamaan L_w (kombinasi) = 10 Log [(W_1+W_2)/ W_{ref}] dB

- D. Perhitungan sound power level untuk panjang ekuivalen (setelah elbow 90° terus ke silencer) untuk pipa yang diisolasi thermal dan pelemah bunyinya dihitung dengan persamaan;

$$\text{Pelemahan pipa yang diisolasi} = 12,6 \cdot L_{eq} \cdot \acute{a}1,4 \cdot [P/A_i] \text{ dB}$$

di mana;

L_{eq} = Panjang ekuivalen pipa yang diisolasi, ft

Didapat dari;

$$Leq = L1 + L2 + L3 + \dots + L8 + 2 \cdot L.r1 + 2 \cdot L.r2 \dots\dots(9)$$

di mana;

$$L.r1 = [0/180] \cdot R1 \text{ dan } L.r2 = [0/180] \cdot R2$$

R1 = Radius untuk sudut belokan ($\theta 1$)

R2 = Radius untuk sudut belokan ($\theta 2$)

P = Keliling dari pipa yang ada didalam lapisan, in

$$= \pi \cdot Do \text{ (Do; diameter luar pipa, in)}$$

Ai = Luas penampang dari pipa yang ada di dalam lapisan, in²

$$= \pi / 4 \cdot Do^2$$

α = Koefisien penyerapan akustik dari bahan isolasi

E. Perhitungan sound power level untuk silencer

Adapun bangkitan aliran kebisingan dari silencer dengan mengasumsikan bahwa aliran udara di atas permukaan pelemah bunyi dapat diperlukan sebagai pembangkit aliran bising, sehingga silencer itu sendiri dapat menjadi pembangkit sound power. Sound power bangkitan sendiri dari silencer dengan body terpusat dapat diprediksi dengan persamaan;

$$Lw = -145 + 55 \text{ Log } V + 10 \text{ Log } A - 45 \frac{\text{Log } P}{100} - 20 \frac{\text{Log } (460 + T)}{530}$$

.....(12)

di mana;

Lw = Sound power level octave-band referensi, 10-12

V = Kecepatan aliran, ft/min

A = Luas penampang, ft²

P = Prosentasi bukaan luas penampang dalam luas bukaan silencer dibagi dengan luas penampang total silencer

T = Temperatur gas buang, °F.

V. Tekanan Bunyi

Tekanan bunyi adalah *perbedaan tekanan antara udara normal dengan tekanan udara pada saat ada gelombang bunyi yang melewatinya.*

Karena adanya ambang batas pendengaran yang terendah dan tertinggi yang dapat didengar, maka dalam pengukuran tekanan bunyi

digunakan skala logaritmik pada ambang itu dan diberikan dalam satuan decibel (dB). Besaran ini juga digunakan untuk satuan daya bunyi dan intensitas/taraf intensitas bunyi.

Tekanan bunyi dinyatakan dalam tingkat tekanan bunyi (sound pressure level) dengan persamaan;

$$SPL = 10 \log (P/P_{ref})^2$$

di mana;

SPL : tingkat tekanan bunyi, dB

P : tekanan bunyi yang terukur, N/m²

P_{ref} : tekanan bunyi referensi (tekanan bunyi minimum yang masih dapat didengar manusia melalui udara ataupun cairan),
2.10⁻⁵ N/m²

VI. Daya Bunyi

Bunyi dalam perambatannya dari suatu tempat ketempat lain dalam bentuk gelombang yang membawa energi, maka daya bunyi dapat didefinisikan sebagai energi bunyi yang dirambatkan dari suatu tempat ke tempat lain pada satuan waktu tertentu. Tingkat daya bunyi (sound power level) dapat dirumuskan sebagai berikut;

$$L_w = 10 \text{ Log } \left[\frac{W}{W_{ref}} \right]$$

di mana;

L_w : tingkat daya bunyi, dB

W : daya bunyi yang diradiasikan oleh sumber bunyi, watt

W_{ref} : daya bunyi referensi, 10⁻¹² watt, menurut ketentuan Internasional

VII. Transmisi Bunyi Melalui Dinding Pipa

Diberbagai aplikasi industri, energi bunyi dapat dibangkitkan di dalam suatu sistem saluran perpipaan oleh suatu produk penghalang aliran adalah ditransmisikan melalui dinding dari sistem saluran. Untuk kondisi ini kehilangan transmisi bunyi pada sistem saluran harus dipertimbangkan.

Untuk penampang segiempat permukaan dasar diperlukan sebagai

plat datar dan kehilangan transmisi dapat ditentukan dengan persamaan;

$$TL = 20 \text{ Log } Wg + 20 \text{ Log } f - 33, \text{ dB}$$

di mana;

TL = Kehilangan transmisi, dB

Wg = Berat panel, lb / ft²

f = frekuensi, Hz

Kehilangan transmisi dihitung untuk frekuensi pusat octave-band yang digunakan untuk menentukan pengurangan sound power level dari dalam dinding pipa ke luar dinding pipa saluran.

Saluran berpenampang bulat berbeda dengan saluran yang segiempat karena bertambahnya kekakuan yang menyebabkan bentuk kurva pada frekuensi rendah. Pada frekuensi tinggi saluran bulat atau pipa memiliki kehilangan transmisi yang sama dengan saluran segiempat dengan penampang plat datar. Frekuensi yang memisahkan daerah yang sama besar yang berbentuk plat yang disebut dengan frekuensi ring, f_r , diberikan dengan

$$f_r = \frac{C_1}{\pi \cdot D} \text{ Hz} \dots\dots\dots (16)$$

di mana;

f_r ; Frekuensi ring, Hz

c_1 ; Kecepatan bunyi bahan saluran pipa, m/dt

D ; Diameter nominal saluran pipa, m

Di dalam daerah (zone) yang di bawah frekuensi ring, kehilangan transmisi diketahui dengan pertama-tama menentukan kehilangan transmisi nominal dari persamaan;

$$Tl_{nominal} = 10 \text{ Log } \left(\frac{t}{d} \right) + 50 \text{ dB}, \dots\dots\dots (17)$$

di mana;

Tlnominal = Kehilangan transmisi nominal di bawah frekuensi ring, dB

t = Tebal dinding pipa

D = Diameter nominal pipa

Ket: t dan D harus memiliki satuan yang sama.

Kehilangan transmisi nominal dikoreksi untuk di bawah frekuensi ring dengan nilai-nilai yang terdapat dalam suatu tabel. Sedangkan untuk frekuensi di atas frekuensi ring, kehilangan transmisi dihitung dari persamaan 16.

VIII. Hubungan Kriteria Kebisingan Terhadap Spesifikasi Bunyi

Energi akustik yang dihasilkan oleh sistem permesinan umumnya bervariasi terhadap frekuensi dan energi yang disipasikan oleh bahan pada permukaan ruang yang bergantung pada frekuensi bunyi. Untuk menghubungkan berbagai frekuensi tersebut, sound-power level dihitung di dalam octave-band di mana metodenya diperoleh dari pengalaman.

Untuk perhitungan setiap octave-band dibutuhkan sebagai berikut;

- Sound power level, L_w dari seluruh sumber bunyi
- Koefisien penyerapan akustik, α_{sab} untuk seluruh bahan yang berada di dalam ruang
- Konstanta penyerapan akustik, m untuk udara

Persamaan di bawah ini berguna untuk perhitungan sound-power pressure level pada setiap frekuensi band di duatu titik tertentu di dalam suatu ruang akustik spesifik yang dihasilkan oleh suatu sumber akustik;

$$L_{pi} = L_{wi} + 10 \text{ Log} \left[\left(\frac{Q_{0i}}{4\pi r^2} \right) + \left(\frac{4}{A} \right) \right] \text{ dB}$$

$$\left(\text{ref. } 2 \times \frac{10^{-5} \text{ N}}{\text{m}^2} \right) \dots \dots \dots (18)$$

di mana;

L_{pi} = Sound pressure level, di dalam frekuensi band yang memiliki frekuensi pusat f_i , Hz yang dibangkitkan pada titik tertentu dan dianalisa dengan sumber bunyi spesifik, dB (ref. 2×10^{-5} N/m²)

L_{wi} = Sound power level, di dalam frekuensi band yang memiliki frekuensi pusat f_r , Hz dari sumber bunyi, dB. (ref. 10^{-12} watt)

Q_{θ_i} = Faktor arah dari sumber bunyi, di dalam frekuensi band yang memiliki frekuensi pusat f_p , Hz, dalam arah θ dari sumber terhadap titik tertentu di mana sound pressure level dihitung tanpa dimensi.

r = Jarak dari sumber bunyi ke titik tertentu di mana sound-pressure level dihitung, meter

A = Konstanta ruang untuk frekuensi band yang memiliki frekuensi pusat, f_p , Hz, m^2 .

Faktor arah, Q_{θ_i} adalah rasio intensitas energi akustik dari sumber aktual dalam arah θ pada jarak d , untuk suatu sumber tanpa arah yang memiliki sound power level yang sama dan frekuensi yang sama.

Perlu diasumsikan bahwa kedua intensitas ditentukan di dalam ruang yang tak bergema. Faktor arah dapat ditentukan apabila sound power level telah ditentukan. Konstanta Ruang R_i ditentukan dari persamaan;

$$R_i = S_1(\alpha_{sab})i.1 + S_2(\alpha_{sab})i.2 + S_3(\alpha_{sab})i.3 + \dots + 4 m_i V \dots \dots \dots (19)$$

$$R_i = \sum_j = 1 S_j(\alpha_{sab})i,j + 4 m_i V (m^2) \dots \dots \dots (20)$$

Di mana S_j adalah luasan permukaan yang menyerap bunyi yang ke J saling berdekatan, m^2 dan I menotasikan koefisien penyerapan yang ke- I untuk frekuensi pusat, f_r .

(α_{sab}) adalah koefisien penyerap bunyi sabins dari permukaan ke J untuk energi akustik di dalam frekuensi band yang memiliki frekuensi pusat f_p , Hz tanpa dimensi, sedang m_i adalah konstanta penyerapan udara untuk energi akustik di dalam frekuensi band yang memiliki pusat f_p , Hz dan satuan m^{-1} . Dan V adalah volume ruang di mana, sound pressure level, L_{pi} pada titik tertentu dihitung, dalam m^3 .

Harga (α_{sab}) I untuk kebanyakan bahan dapat ditentukan dari beberapa referensi. Di mana informasi yang tidak tersedia di dalam referensi-referensi disarankan agar bahan-bahan manufaktur dapat memungkinkan untuk memperoleh informasi. Apabila hal ini tidak

tersedia, mungkin untuk $(\alpha_{sab})_I$ diukur atau sebagai usaha terakhir adalah mengestimasi dari data untuk bahan-bahan yang ekuivalen di mana $(\alpha_{sab})_I$ dapat diketahui.

Persamaan (18) dapat dipergunakan untuk menghitung band-sound pressure level diketahui. Sebaliknya persamaan tersebut dapat pula dipergunakan untuk menghitung band-sound level di mana sub=member bunyi tidak boleh melebihi apabila band-sound pressure level (di mana juga tidak melebihi) diketahui. Band sound pressure level dapat ditentukan dari kriteriaan kebisingan band sound pressure level yang dapat diterima dan sound pressure level pada suatu titik yang diinginkan.

IX. Perhitungan Sumber-Sumber Kebisingan

Untuk kamar mesin di kapal sumber-sumber kebisingan terdiri dari; pompa, kompresor, motor diesel, fan/blower, dan sebagainya. Sedangkan secara umum di dalam industri sumber kebisingan dapat dikategorikan sebagai berikut;

Noise Source Category	Typical Example
Combustion Process	Furnace
Impact Process	Punch, Hammer
Electromechanical	Motor, Generator
Metal, Contacting Metal	Gear Trains
Moving Metal Surfaces	Compressor, Fan, Pump
Unbalanced Rotating Part	Shaft

A. Pendekatan Faktor Konversi

Sering dibutuhkan perhitungan untuk menunjukkan sound-power khususnya untuk mesin-mesin seperti halnya motor, motor diesel, di mana secara khusus dapat dihitung melalui

“Sound Power Conversion Motor (Fn)”

Sehingga dapat dinyatakan dengan persamaan; $F_n = P/P_m$

di mana:

P adalah Sound Power pada mesin (watt)

P_m adalah power mesin (watt)

Keduanya mempunyai hubungan baik secara mekanik maupun secara elektrik yang harganya dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel Faktor Konversi (Fa)

Noise Source	Low	Middle	High
Compressor (1-100 Hp)	$3 \cdot 10^{-7}$	$5,3 \cdot 10^{-7}$	10^{-6}
Gear Trains	$1,5 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-6}$
Loudspeaker	$3 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-2}$	10^{-1}
Motor Diesel	$2 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^{-7}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$
Motor Elektrik (1200 Rpm)	10^{-8}	$5 \cdot 10^{-7}$	$3 \cdot 10^{-7}$
Pump (Over 1600 Rpm)	$3,5 \cdot 10^{-6}$	$1,4 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$
Pump (Under 1600 Rpm)	$1,1 \cdot 10^{-6}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$
Gas Turbine	$2 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^{-5}$

Contoh Soal;

1. Hitunglah Sound Power Level pada electric-motor 100 Hp, berputar dengan 1200 Rpm pada kondisi “low”

Jawab;

Faktor konversi elektrik motor pada kondisi low (Fn) adalah 10^{-8}

Sound Power (P)

$$= F_n \cdot P_m = 10^{-8} \cdot (100 \times 746) \text{ Watt}$$

$$= 7,46 \cdot 10^{-4} \text{ Watt}$$

Sehingga Sound Power Level (LWL atau Lw),

$$L_w = 10 \cdot \text{Log} (P/P_{ref}) \dots \text{dB}; P_{ref} = 10^{-12}$$

$$= 10 \cdot \text{Log} (7,46 \cdot 10^{-4} / 10^{-12}) \text{ dB}$$

$$= 88,72 \text{ dB}$$

B. Pendekatan Empiris

1. Fan / Blower

Kamar mesin kapal memerlukan kondisi udara yang bersirkulasi yang memenuhi, sehingga untuk ini diperlukan adanya fan/blower dari berbagai jenis baik centrifugal/aksial.

Untuk menentukan Sound Power Level dari fan atau blower dapat dinyatakan dengan persamaan berikut ini;

$$L_w = 10 \text{ Log } (F_R) + 20 \text{ Log } (P_s) + K_F \dots \text{dB}$$

di mana;

F_R : Volume flow-rate (ft^3 / min atau m^3 / s)

P_S : Pressure Static ($\text{in.H}_2\text{O}$ atau $\text{Cm.H}_2\text{O}$)

K_F : Konstanta Sound Power Level (tergantung pada tipe peralatan, dan diukur secara metrik dan secara English unit)

Tabel harga K_F

Type Blade Fun/Blowe	K_F (English Unit)	K_F (Metric Unit)
Axial, tube, vane, centrifugal radial	47	72
Air foil blade atau Forward atau Backward Curved Blade	34	59
Centrifugal turbulent	42	67
Propeller Fan	52	77

Berdasarkan jumlah blade dan harga putaran operasinya dapat kita ketahui harga frekuensi operasional dari fan / blower tersebut, persamaan untuk menyatakan hal ini disebut dengan

Blade passage frekuensi (BF) , $BF = [N. \text{Rpm} / 60] \dots (\text{Hz})$
di mana **N**; **Jumlah Blade**

Contoh

1. Hitung centrifugal Fan 3,7 HP dengan Volume Flow-Rate 6000 ft^3/min pada tekanan statik 1,5 in H_2O dan fan mempunyai 5 blade yang dioperasikan pada 1200 Rpm. Hitung BF dan hitunglah Sound-Power Level di dalam empat octave-band.

Jawab;

$$BF = [N. \text{Rpm} / 60] = 50 \cdot 1200 / 60 = 1000 \text{ Hz}$$

$$\begin{aligned} Lw &= 10 \text{ Log } (FR) + 20 \text{ Log } (PS) + K_F \dots \text{dB} \\ &= 10 \text{ Log } (6000) + 20 \text{ Log } (1,5) + 47 \dots \text{dB} \\ &= 88,30 \text{ dB.} \end{aligned}$$

2. Electric Motor

Adalah salah satu sumber kebisingan di pabrik yang disebabkan karena adanya putaran tidak seimbang dari rotor dan stator yang diakibatkan adanya eksitasi dari natural frekuensi motor stater, air resonance chamber, dan sebagainya.

Untuk electric-motor total L_w dari 4 oktaf-band; 500, 1000, 2000, 4000 dapat dihitung dengan persamaan;

$$L_w = 20 \text{ Log (HP) } + 15 \text{ Log (Rpm) } + K_m$$

di mana;

HP : Range Horse Power

Rpm : Range Speed

K_m : Constant motor, biasanya sebesar 13 dB

Contoh:

Sebuah electric-motor 100 HP dioperasikan pada 1200 Rpm, hitunglah Sound-Power Level pada 4 oktaf-band.

$$\begin{aligned} L_w &= 20 \text{ Log (HP) } + 15 \text{ Log (Rpm) } + K_m \\ &= 20 \text{ Log (100) } + 15 \text{ Log (1200) } + 13 \text{ dB} \\ &= 99, 187 \text{ dB.} \end{aligned}$$

3. Pompa

Secara umum banyak digunakan di pabrik, baik untuk pendingin, pemadam kebakaran, bilga, di samping itu banyak digunakan untuk fungsi lainnya di ruang mesin.

Kebisingan pada pompa disebabkan oleh hidrolis dan mekanik atau kavitasi, tekanan fluktuasi di dalam fluida, impact pada bagian-bagian peralatan, resonansi dan lainnya.

Sound Power Level untuk pompa dapat dinyatakan dengan persamaan; untuk 4 octave-band; 500, 1000, 2000, 4000 (Hz)

$$L_w = 20 \text{ Log (HP) } + K_p \dots \text{dB};$$

di mana K_p adalah konstanta Pompa dengan harganya sebagai berikut;

Tabel harga Kp

Tipe Pompa	Kp
Centrifugal	95
Screw	100
Reciprocating Pump	105

Untuk operasi yang beroperasi dibawah putaran 1600 Rpm, harga sound power-level nya dikurangi 5 dB, jadi $L_{wn} = (L_w - 5) \dots \text{dB}$

Contoh:

Sebuah pompa screw di operasikan 2400 Rpm, pompa tersebut mempunyai daya 100 HP. Hitunglah L_w di dalam 4 octave-band dari 500 Hz ke 4000 Hz

Jawab; $L_w = 10 \log (\text{HP}) + K_p \dots \text{dB};$

$$= 10 \log (100) + 100 \dots \text{dB};$$

$$= 120 \text{ dB}$$

$$L_{wn} = [120 - 5] = 115 \text{ dB}$$

4. Kompresor

Kompresor, sebagai penyuplai udara, dipakai untuk udara start mesin dan juga sebagai sumber udara untuk supply air akomodasi dan peralatan-peralatan pneumatik di kapal. Harga sound power level dari kompresor berdasarkan power (HP) nya adalah:

$L_w = 10 \log (\text{HP}) + K_c \dots \text{dB};$

di mana untuk harga HP yang berkisar 1-100 HP, maka harga $K_c = 86$

ENERGI DENSITAS BUNYI

Di dalam bunyi terdapat 2 jenis energi bunyi;

- Energi Potensial
- Energi Kinetik

di mana kedua jenis energi tersebut mempunyai hubungan dengan energi densiti di dalam sumber lingkungan akustik.

I. Energi Potensial

Energi potensial dalam gelombang sinusoidal, secara termodinamis dapat dinyatakan dengan persamaan;

$$E_p = - \int v f P_t dt \dots (\text{Joule}) \dots (1)$$

di mana; P_t adalah total pressure (Pascal)

V_t adalah total volume (m^3)

Didalam adiabatik bulk dapat diberikan;

$$B = - V \frac{dP_t}{dV_t} \dots (\text{Pascal}); \text{ di mana } V \text{ adalah volume statik } (m^3)$$

Dari dua persamaan di atas dapatlah disusun;

$$dV_t = [V / B] \cdot dP_t \dots (m^3)$$

disubstitusikan ke persamaan $E_p = - \int P_t \, dv_t$ maka dapat

$$E_p = - \int_{P_0}^{P_t} P_t \cdot dP_t = \frac{V}{B} [0,5 P_t^2 - P_0^2] = \frac{V}{2B} [P_t^2 - P_0^2]$$

selanjutnya: $P_t = P' + P_0 + \dots + P_n \dots\dots\dots(2)$

di mana; P' = time varying component pressure

Bila persamaan (2) disubstitusikan ke dalam persamaan (1) maka dapat;

$$E_p = \frac{V}{2B} [P_t^2 - P_0^2] = \frac{V}{2B} [(P')^2 + 2P'P_0] \dots\dots\dots \text{Joule} \quad (3)$$

mengingat adiabatik bulk; $B = \rho_0 \cdot c^2 \cdot (\text{Pascal}) \dots\dots (4)$

di mana; ρ_0 = statik gas densiti (kg/m³)

c = velocity, m/s

Bila disubstitusikan persamaan (3) dan (4) akan didapat;

$$E_p = \frac{V}{2 \rho_0 c^2} [(P')^2 + 2P'P_0] \dots\dots\dots \text{Joule}$$

Jadi akan didapat rumus energi potensial dalam noise adalah;

$$E_p = [(\rho_0^2 \cdot c^2 \cdot v^2 + 2P_0 \cdot c \cdot v) / (\rho_0 \cdot c^2)] P_0 \dots\dots\dots \text{Joule}$$

II. Energi Kinetik

Secara umum dalam bentuk energi persamaannya adalah;

$$E_k = (1/2 \cdot P_0 \cdot V^2) V \dots \dots \text{Joule}$$

Sehingga secara total, energi bunyi yang didapat setelah menjumlahkan kedua jenis elemen energi baik potensial dan kinetik, adalah;

$$E = E_k + E_p$$

$$E_p = [(\rho_0^2 \cdot c^2 \cdot v^2 + 2P_0 \cdot c \cdot v) / (\rho_0 \cdot c^2)] + V/2 [\rho_0 \cdot V^2]$$

$$= V [P_0 \cdot V^2 + P_0 \cdot v/c] \dots\dots\dots \text{Joule}$$

Energi density rata-rata, δ' berdasar persamaan;

$$\delta' = E/V = [P_0 \cdot V^2 + P_0 v/c] \quad \text{J/m}^3 \dots\dots\dots(5)$$

Jika kita kaitkan dengan kecepatan partikel, kecepatan sudut dan sudut konstan, maka energi density yang sebenarnya adalah:

$$\delta = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \delta \cdot dt. \quad j/m^3 \dots\dots(6)$$

Bila dihubungkan dengan grafik sinusoidal, maka

$$v = v_0 \cos(W_t - K_z) \text{ m/s} \dots\dots(7)$$

di mana;

v ; Kecepatan partikel

v₀ ; Kecepatan puncak partikel

W₁; Frekuensi Anguler (2πf) radian/s

K ; Sudut konstan/fase konstan = 2π/λ, rad/m

di mana λ; panjang gelombang.

Jika rumus (5) dan (7) disubstitusikan ke dalam rumus (6) maka akan didapat;

$$\delta = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T [\rho_0 \cdot v^2 \cdot \cos^2(W_t - K_z) + P_0 \cdot \frac{v_0}{c} \cdot \cos(W_t - K_z)] dt. \quad j/m^3$$

dengan cara lain

$$\delta = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T [\rho_0 \cdot v^2 \cdot \cos^2(W_t - K_z) + P_0 \cdot \frac{v_0}{c} \cdot \cos(W_t - K_z)] dt. \quad j/m^3$$

maka energi density dengan noise;

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot v_0^2 \quad j/m^3$$

hubungannya dengan tekanan pada garis gelombang untuk kecepatan puncak partikel (V₀)

$$V_0 = P \sqrt{\frac{2}{(P_0 \cdot c)}} \text{ m/s di mana } P_0 \cdot c;$$

karakteristik impedansi akustik gas.

sehingga didapat;

$$\delta = P^2 / (p_0 \cdot c^2) \dots j/m^3 \quad P^2 = p_0 \cdot c^2 \cdot \delta \dots (\text{Pa})^2$$

dan bila untuk mendapatkan pressure levelnya maka;

$$L_p = 10 \text{ Log } (P^2/P_{ref}^2) \dots \text{dB}$$

$$= 10 \text{ Log } (\rho_0 \cdot c^2 \cdot \delta / P_{ref}^2) \dots \text{dB}$$

Contoh:

Hitung energi density dari gelombang bunyi dengan tekanan 0,1 Pa, karakteristik impedansinya ($\rho_0 \cdot c$) sebesar 407 mks dengan kecepatan partikel 344 m/s.

Jawab: $\delta = P^2 / (\rho_0 \cdot c^2) \dots \text{J/m}^3$

$$= (0,1)^2 \cdot / (407) \cdot 344 = 7,142 \cdot 10^{-8} \dots \text{J/m}^3$$

III. Reverberasi dan Waktu Referberasi (*Reverberation Time*)

Harga energi densitas rata-rata dinyatakan dengan persamaan:

$$\delta' = 4W / \alpha \cdot c \cdot S \cdot e^{-(\alpha \cdot c \cdot S / 4 v) \cdot T}$$

Rumus diatas merupakan hubungan antara energi densitas rata-rata dalam suatu ruangan yang dihitung berdasarkan absorpsi, dari kondisi ruangan tersebut. Di mana reverberasi time (T) dapat dihitung dari persamaan di atas dan dituliskan sebagai berikut:

$$(4W / \alpha \cdot c \cdot S) \cdot 10^{-6} = 4W / \alpha \cdot c \cdot S \cdot e^{-(\alpha \cdot c \cdot S / 4 v) \cdot T}$$

(kondisi isentropis)

sehingga $10^{-6} = e^{-(\alpha \cdot c \cdot S / 4 v) \cdot T}$

$\text{Ln } 10^{-6} = (\alpha \cdot c \cdot S / 4 v \cdot T)$ atau

$T = [4 v / \alpha \cdot c \cdot S] \cdot \text{Ln } 10^{-6} \dots \dots \dots \text{detik (secon)}$

di mana α rata-rata adalah koefisien absorpsi rata-rata dan S (luas permukaan).

Maka untuk menghitung A (luas permukaan secara total);

$$A = \alpha \cdot S = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \alpha_3 \cdot S_3 + \dots + \alpha_n \cdot S_n$$

$$A = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot S_i \text{ (ft}^2 \text{ atau m}^2\text{)}$$

Jika persamaan reverberasi di atas memasukan elemen volume ruang kedalamnya maka,

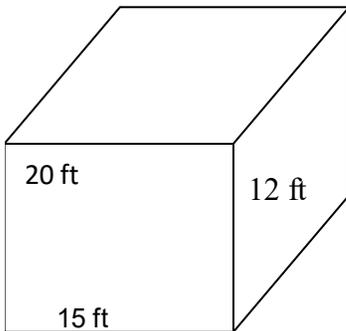
$$T = \frac{4 L_n (10^6) V}{C A} \dots \text{ detik (sekon)}$$

di mana V: volume ruangan (ft^3 atau m^3)

dari harga tersebut diatas dapat direduksi ke dalam bentuk persamaan, untuk reverberasi time, $T = 0,161 (V/A) \dots$ detik; di mana $C = 344 \text{ m/s}$ pada 20°C dan $A = \alpha \cdot S$. sedangkan untuk english unit;
 $T = 0,049 (V/A) \dots$ detik; di mana $C = 1128 \text{ ft/s}$ pada 20°C

Contoh:

Hitunglah reverberation time dari suatu ruangan yang mempunyai ukuran $20 \times 15 \times 12 \text{ ft}^3$ yang masing-masing mempunyai koefisien absorpsi 0,2; 0,3; 0,5.



$$T = 0,049 (V/A)$$

Dihitung:

$$V = 20 \times 15 \times 12 = 3600 \text{ ft}^3$$

$$A = \text{luasan permukaan absorpsi } (\alpha \cdot S)$$

$$S = \text{luas permukaan saja}$$

$$S_1 = 20 \times 15 = 300 \text{ ft}^2$$

$$S_2 = 2 (15 \times 12) + 2 (20 \times 12) = 840 \text{ ft}^2$$

$$S_3 = 20 \times 15 = 300 \text{ ft}^2$$

sehingga;

$$A = \alpha \cdot S = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \alpha_3 \cdot S_3$$

$$= 0,2 \cdot 300 + 0,3 \cdot 840 + 0,5 \cdot 300 = 462 \text{ ft}^2$$

$$\text{jadi } T = 0,049 (3600 / 462) = 0,6 \text{ detik}$$

IV. Hubungan Antara Waktu Gema (*Reverberation Time*) dengan Konstanta Ruang (*Room Constant*)

Untuk menentukan konstanta ruangan, selain dengan menentukan absorpsi rata-rata permukaan juga dapat dihitung melalui rumus reverberation time (T), pada persamaan di atas kita tahu bahwa konstanta ruangnya (R) adalah;

$$R = \frac{\alpha \cdot S}{1 - \alpha} \dots \text{ m}^2/\text{ft}^2$$

sedangkan;
$$a = \frac{a_1 \cdot S_1 + a_2 S_2 + a_3 S_3 + \dots + a_n S_n}{S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n}$$

selain itu juga bisa dihubungkan dengan luas permukaan absorpsi (A) yang dinyatakan dengan persamaan:

$$R = AS / [S-A]$$

dan dengan variabel waktu reverberasi, maka konstanta ruang dapat didapat dengan persamaan;

Untuk English Unit

$$R = S / [TS / 0,049 V - 1] \dots \text{ft}^2$$

Untuk Metrik Unit

$$R = S / [TS/0,161 V] - 1 \dots \text{m}^2$$

Contoh:

Hitunglah konstanta ruangan pada ruang dengan ukuran 15 x 20 x 3 M3 dan koefisien absorpsinya adalah; 0,3; 0,2; 0,6.

Jawab;

$$R = S / [TS / 0,161 V] - 1$$

Luas permukaan;

$$S_1 = 15 \times 20 = 300 \text{ m}^2 \text{ (lantai)}$$

$$S_2 = 2 (\text{pxl}) + 2 (\text{lxt})$$

$$= 2 (15 \times 3) + 2 (20 \times 30) = 210 \text{ m}^2 \text{ (dinding)}$$

$$S_3 = 15 \times 20 = 300 \text{ m}^2 \text{ (atap)}$$

Sehingga luas total = 810 m²

$$\text{Volume ruangan, } V = P \times L \times T = 15 \times 20 \times 3 = 900 \text{ m}^3$$

Luas permukaan absorpsi

$$= \alpha \cdot S = 0,3 \cdot 300 + 0,2 \cdot 210 + 0,6 \cdot 300 = 312 \text{ m}^2$$

Sedangkan harga waktu reverberasi,

$$T = 0,161 [V/A] = 0,161 \cdot 900/312 = 0,464 \text{ detik.}$$

$$\text{Jadi konstanta ruang (R)} = 312 / [0,464 \cdot 312 / 0,161 \cdot 900] - 1$$

DEFINISI DAN PRINSIP DASAR KEBISINGAN

I. Definisi

Kebisingan (Noise)

adalah berbagai bunyi / suara dan getaran yang tidak diinginkan. Tipe-tipe dari kebisingan diklasifikasikan berdasar media yang mana yang menjadi tempat laluan bunyi atau getaran tersebut. Contohnya Airborne noise, dan liquidborne noise adalah bunyi yang tidak dikehendaki yang melewati udara dan air/liquid. Demikian juga structure borne noise adalah kebisingan yang timbul melalui media struktur.

Tekanan Bunyi (Sound Pressure):

adalah komponen tekanan yang bergerak osilasi medan fluida tertentu, di atas dan di bawah tekanan batas, yang mana menyebabkan terlewatkannya suatu bunyi ke suatu tempat. Secara tipikal biasanya dinyatakan dengan satuan Root Mean Square (RMS). Telinga manusia dapat mendeteksi tekanan bunyi yang bervariasi dari 20 micropascal (20 Pa ; $1 \text{ Pa} = 1 \text{ newton/m}^2 = 10 \text{ dyne/cm}^2$) di mana batas pendengaran seorang muda akan mendengar normal sampai tekanan bunyi sebesar $100.000.000 \text{ Pa}$, dan akan merasakan kesakitan pada telinga apabila mendengar suara yang tekanannya melewati angka tersebut.

Decibel (dB)

adalah satuan logaritma tingkat sepuluh (10) dari rasio dua tenaga (yaitu antara tenaga yang terukur dengan nilai tenaga yang menjadi referensi/dasar). Decibel dipakai dalam bidang kebisingan sebagai skala logaritmik yang mempermudah proses perbandingan data-data tekanan bunyi yang timbul (terukur).

Berikut ini adalah besarnya harga decibel dari sumber-sumber bunyi/bising yang berada disekitar kita.

Mesin Jet	140 dB
Batas (sakit) Pendengaran Kita	130 dB
Konser Rock	120 dB
Mesin Gerinda Tangan	110 dB
Bunyi bel/horn 10 ft	100 dB
Bunyi di Lalu Lintas Padat	90 dB
Peralatan Pneumatis/50 ft	80 dB
Vacum Cleaner, 10 ft	70 dB
Bunyi di Supermarket Besar	60 dB
Bunyi di Perumahan Urban	50 dB
Bunyi perumahan tinggal di malam hari	40 dB
Siulan	30 dB
Bunyi Normal Studio (yang tidak terpakai)	20 dB
Bunyi daun pohon di terpa angin	10 dB
Suara tak Terdengar	0 dB

Tingkat Akselerasi

Kebisingan yang ditimbulkan melalui suatu jalur struktur (structure borne noise) sering diekspresikan dalam tingkat akselerasi, di mana nilai decibel tersebut diukur berdasarkan tingkat akselerasi dan biasanya didefinisikan sebagai

$$L_a = 20 \text{ Log } (A/A_{ref})$$

di mana; L_a = tingkat akselerasi structureborne noise, dB
 A = akselerasi, m/sec²
 A_{ref} = referensi akselerasi = 10⁻⁵ m/sec²

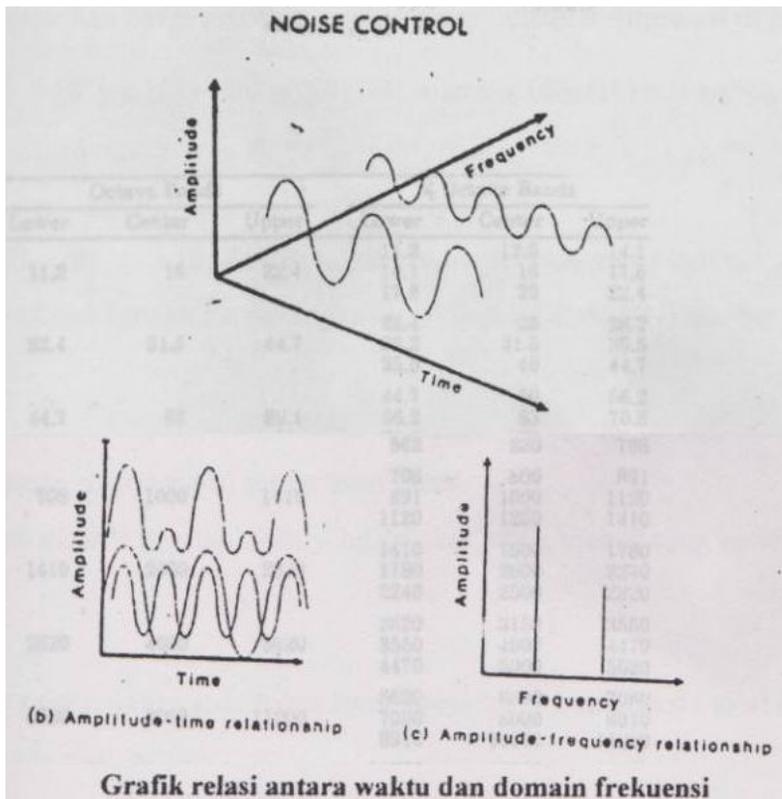
Frekuensi

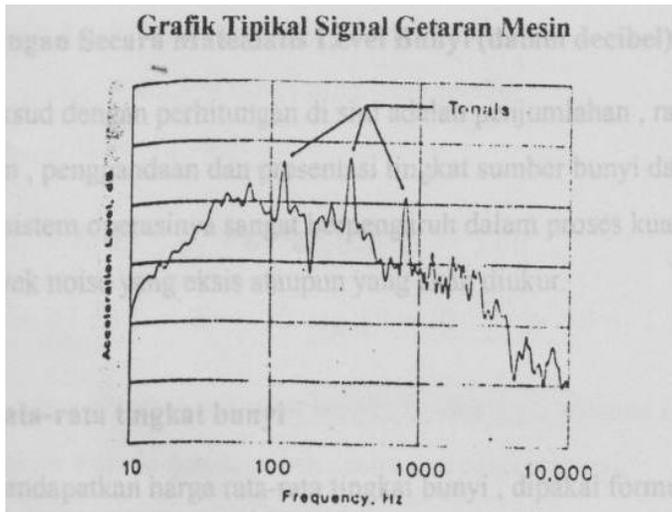
adalah parameter kelajuan yang di mana nilainya, misalnya tekanan bunyi yang bervariasi nilainya terhadap waktu. Frekuensi biasanya dinyatakan dalam siklus per sekon (cps) atau Hertz (Hz) di mana $1 \text{ Hz} = 1 \text{ cps}$.

Signal-signal getaran permesinan terukur biasanya akan menunjukkan suatu cakupan frekuensi kerja yang luas, dan ada juga dalam cakupan frekuensi yang sempit (biasa disebut dengan tonals).

Cakupan (range) frekuensi kerja ini biasa disebut dengan “*broad-band*”

Grafik tiga dimensi; dari waktu, frekuensi, dan amplitudo





Tabel Oktave dan 1/3 Oktave-band dari frekuensi

Octave Bands			1/3 Octave Bands		
Lower	Center	Upper	Lower	Center	Upper
11.2	16	22.4	11.2	12.5	14.1
			14.1	16	17.8
			17.8	20	22.4
22.4	31.5	44.7	22.4	25	28.2
			28.2	31.5	35.5
			35.5	40	44.7
44.7	63	89.1	44.7	50	56.2
			56.2	63	70.8
			70.8	80	89.1
89.1	125	178	89.1	100	112
			112	125	141
			141	160	178
178	250	355	178	200	224
			224	250	282
			282	315	355
355	500	708	355	400	447
			447	500	562
			562	630	708
708	1000	1410	708	800	891
			891	1000	1120
			1120	1250	1410
1410	2000	2820	1410	1600	1780
			1780	2000	2240
			2240	2500	2820
2820	4000	5620	2820	3150	3550
			3550	4000	4470
			4470	5000	5620
5620	8000	11200	5620	6300	7080
			7080	8000	8910
			8910	10000	11200
11200	16000	22400	11200	12500	14100
			14100	16000	17800
			17800	20000	22400

II. Perhitungan Secara Matematis Level Bunyi (dalam decibel)

Yang dimaksud dengan perhitungan di sini adalah penjumlahan, rata-rata, pengurangan, penggandaan dan presentasi tingkat sumber bunyi dalam decibel (dB), yang mana sistem operasinya sangat berpengaruh dalam proses kuantifikasi indikasi-indikasi obyek noise yang eksis ataupun yang akan diukur.

A. Harga rata-rata tingkat bunyi

Untuk mendapatkan harga rata-rata tingkat bunyi, dipakai formulasi dibawah ini;

$$\begin{aligned} \text{dB (rata-rata)} &= 10 \log 1/N [\text{antilog (dB1 / 10)} + \\ &\text{antilog (dB2 / 10)} + \dots + \text{antilog (dBn/10)}] \\ &= 10 \log 1/N [10 \text{ dB1}/10 + 10 \text{ dB2}/10 + \\ &10 \text{ dB3}/10 + \dots + 10 \text{ dBn}/10] \end{aligned}$$

di mana dB1, dB2, dB3, ... dBn adalah tingkat bunyi terbaca/eksis dari sumber yang berbeda dan N adalah jumlah harga (angka level) dari sejumlah (N) sumber yang akan di rata-ratakan.

B. Penjumlahan Sejumlah Harga Tingkat Bunyi

Bila terdapat dua atau lebih sumber bunyi, maka harga kombinasi (total) tingkat bunyi dari beberapa sumber bunyi tersebut didapat dari penjumlahan aritmetika dari RMS (root mean square ration) setiap level bunyi.

Ada beberapa metode penjumlahan yang dipakai untuk menghitung kombinasi/total harga;

1. Untuk penjumlahan antara dua level bunyi maka kombinasi / total dari kedua harga tersebut adalah;

Bila terdapat penjumlahan antara harga L1 dan L2, di mana $L_1 > L_2$; maka;

$$\Sigma(L_1 + L_2) = L_1 + 10 \log [1 + 10^{\frac{\Delta L}{10}}]$$

di mana; L_1 = tingkat bunyi lebih tinggi

L_2 = tingkat bunyi lebih rendah

$$\Delta L = L_1 - L_2$$

Contoh; $L_1 = 70 \text{ dB}$, $L_2 = 65 \text{ dB}$, dan $\Delta L = 5 \text{ dB}$,

maka total penjumlahannya;

$$\Sigma(70 \text{ dB} + 65 \text{ dB}) = 70 + 10 \log [1 + 10^{-5/10}]$$

$$= 70 + 1,2 = 71,2 \text{ dB}$$

2. Penjumlahan antara dua tingkat bunyi, L_1 dan L_2 , di mana $L_1 > L_2$ dengan menggunakan metoda grafik selisih antara dua tingkat bunyi. jadi dapat dirumuskan sebagai berikut;

$$\Sigma (L_1 + L_2) = L_1 + \text{Harga tambahan dari grafik}$$

Grafiknya dapat dilihat di bawah ini. *Harga Tambahan* itu didapat pada sumbu Y yang merupakan proyeksi dari harga selisih yang didapat pada sumbu X terhadap garis lengkung pada grafik. Di samping grafik, tabel selisih dB pun dapat dipakai.

Tabel Penjumlahan Decibel

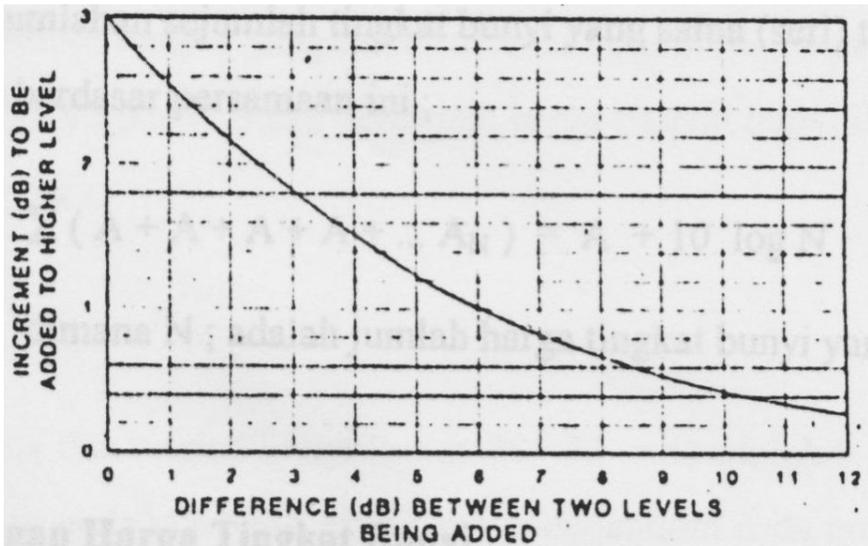
(Sumber Acoustik Design and Noise Control, Michael, 1973)

Difference between two levels to be combined, dB	Number of decibel to be added to higher level to obtain combined level
0	3.01
0.5	2.76
1.0	2.54
1.5	2.32
2.0	2.12
2.5	1.94
3.0	1.75
3.5	1.60
4.0	1.45
4.5	1.31
5.0	1.18
5.5	1.08
6.0	0.97
7	0.78
8	0.63
9	0.51

10	0.41
11	0.33
12	0.27
13	0.21
14	0.17
15	0.14
16	0.11
17	0.09
18	0.07
19	0.06
20	0.05
24	0.02

Example: The logarithme sum of 40 dB and 30 dB is $40 + 0.41 = 40.41$ dB

Grafik selisih dua tingkat bunyi
(Sumber Marine Eng. Handbook, 1992)



Catatan:

- Bila perbedaan (selisih) antara dua tingkat bunyi tersebut lebih dari 6 dB maka jumlah dari tingkat bunyi tersebut adalah relatif sama dengan nilai bunyi yang terbesar.
Contoh: 25 dB + 10 dB = 25 dB (karena selisihnya, 15 dB, lebih dari 6 dB)

- Bila dua tingkat bunyi akan dijumlahkan memiliki harga yang sama, maka total harga dari tingkat bunyi tersebut bertambah 3 dB.
Contoh: 25 dB + 25 dB = 28 dB (karena sama, total nilai bertambah 3 dB)

3. Bila penjumlahan pada beberapa tingkat bunyi, maka kombinasi atau nilai total penjumlahan dari harga - harga tersebut adalah;

$$\Sigma(L_A + L_B + L_C + \dots L_N)$$

$$= 10 \log (10^{A/10} + 10^{B/10} + 10^{C/10} + \dots 10^{N/10})$$

C. Penjumlahan Tingkat Bunyi yang Seri (Sama)

Bila terdapat harga yang sama tingkat bunyi yang lebih dua jumlahnya, maka total harga penjumlahan sejumlah tingkat bunyi yang sama (seri) tersebut dapat ditentukan berdasarkan persamaan ini;

$$\Sigma(A + A + A + A + \dots A_N) = A + 10 \log N$$

di mana N; adalah jumlah harga tingkat bunyi yang sama

D. Pengurangan Harga Tingkat Bunyi

Proses pengurangan dimaksud adalah mengetahui tingkat bunyi baru dari dua sumber bunyi setelah salah satu sumber bunyi diredam, dan dengan hal ini kita dapat mengetahui seberapa besar bunyi yang diredam tadi bila dibandingkan terhadap kondisi mulanya.

Proses perhitungan dimaksud adalah mengetahui tingkat bunyi baru dari dua sumber bunyi setelah salah satu sumber bunyi diredam, dan dengan hal ini kita dapat mengetahui seberapa besar pengaruh bunyi yang diredam tadi bila dibandingkan terhadap kondisi mulanya.

Proses perhitungan seperti pada cara penjumlahan, hanya modusnya saja yang berbeda yaitu pengurangan. Harga selisih dapat diketahui melalui tabel maupun grafik yang terlampir di bawah ini atau didapat dari persamaan ini;

$$L_1 - L_2 = L_1 - 10 \log [10^{\frac{L_1}{10}} - 10^{\frac{L_2}{10}}]$$

$$= L_1 - \text{Angka Dedendum}$$

di mana angka dedendum didapat dari tabel (sisi kanan) dari grafik (sumbu Y) yang mana merupakan variabel yang ditentukan berdasarkan harga selisih (L_1-L_2 , ΔL)

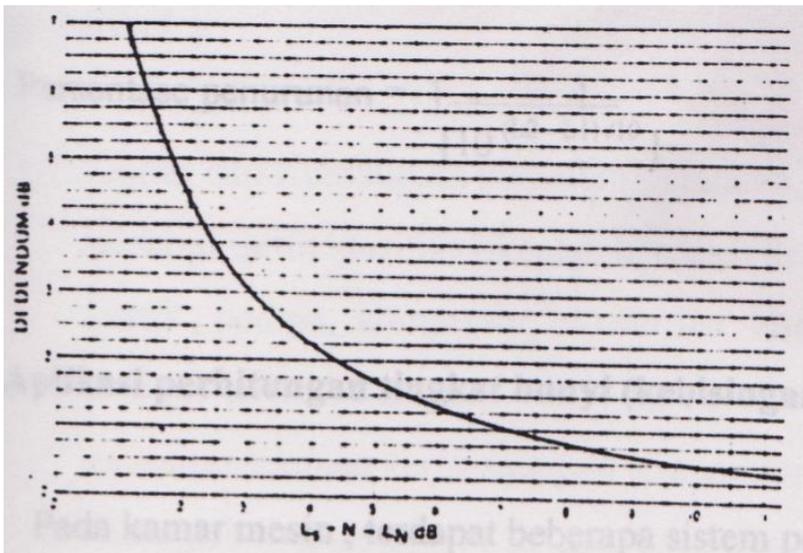
Contoh:

Harga kombinasi tingkat bunyi dari dua sumber bunyi adalah 78 dB. Jika salah satu sumber bunyi (yang terendah nilai tingkat bunyinya, yaitu 72 dB) diredam (silenced) maka hitunglah harga tingkat bunyi dari sumber yang tertinggi itu.

Jawab:

Selisih antara dua tingkat bunyi (harga $78-72 = 6$) adalah 6, dan bila divariabelkan pada tabel dan grafik, maka dedendum pada grafik, atau R-A pada tabel; dari angka 6 tadi akan didapat angka 1,25.

Sehingga harga tingkat bunyi yang (tertinggi) salah satu sumber adalah; $78-1,25=75,75$ dB



Grafik Pengurangan

(Sumber Handbook of Noise and Vibration Control, 1992)

<i>Difference between total level and smaller level = R - A</i>	<i>Number of decibels to be subtracted from total level to learn level of source B</i>
3	3.00
3.5	2.53
4	2.20
5	1.62
6	1.25
7	0.95
8	0.71
9	0.60
10	0.42

Tabel Pengurangan

(Sumber Acoustic Design and Noise Control, Michael, 1973)

E. Persentasi Perubahan Harga Tingkat Bunyi

Pada dua harga bunyi, L1 dan L2 maka;

1. Persentase kenaikan = $[10^{(L1-L2/10)}] - 1$

2. Persentase penurunan = $1 - \frac{1}{[10^{\frac{L2-L1}{10}}]}$

III Aplikasi perhitungan tingkat bunyi (kebisingan) di kamar mesin

Pada kamar mesin, terdapat beberapa sistem permesinan yang mendukung gerak kapal dan juga menyuplai kebutuhan kapal dan awaknya (akomodasi). Pada sistem-sistem tersebut, banyak terdapat komponen sumber bunyi yang sangat mendominasi kondisi bunyi di kamar mesin. Bahkan situasi ini mempengaruhi lingkungan luar kamar mesin, terutama bagi ruang akomodasi baik untuk ABK maupun penumpang.

Kita dapat mengetahui harga kombinasi dari sumber-sumber bunyi yang ada, dan secara umum dapat menjustifikasi peralatan / komponen

apa yang dominan sebagai sumber bunyi bahkan sumber bising di kamar mesin ataupun di kapal itu.

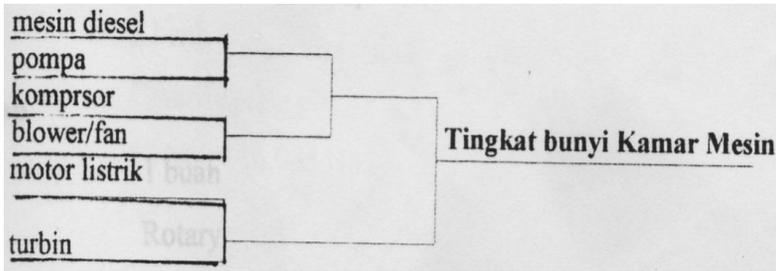
Peralatan-peralatan yang secara umum merupakan sumber yang signifikan adalah:

- Mesin Diesel; sebagai pembangkit listrik utama atau sebagai pembangkit bantu di industry (AE)
- Motor-motor listrik
- Blower/fan
- Kompresor
- Turbin

Pada operasionalnya komponen-komponen tersebut dapat beroperasi secara seri dan paralel sesuai dengan sistem kerjanya. Sehingga di dalam melakukan proses perhitungan besarnya harga tingkat bunyi total perlu diperhatikan beberapa hal, sebagai berikut;

1. Daftar dan kumpulkan peralatan-peralatan yang ada di kamar mesin tersebut serta klasifikasikanlah berdasarkan kelompok mesin diesel, motor listrik, pompa, kompresor, blower/fan, turbin atau lainnya, catat data-data tenaga/power alat (dalam KW atau Horse Power, HP), Rpm, kapasitas, tekanan kerja, maupun temperatur kerjanya.
2. Hitunglah tingkat bunyi (L_p atau L_w) dari setiap peralatan yang ada berdasarkan power, Rpm, Kapasitas, Temperatur kerja dan lainnya, hingga mendapatkan harga dB yang tepat dari peralatan tersebut.
3. Hitunglah harga tingkat bunyi dari setiap kelas peralatan yaitu; kelompok mesin diesel, motor listrik, pompa, kompresor, blower/fan, turbin atau lainnya.
Gunakan prinsip penjumlahan dan penggandaan yang benar dalam setiap proses perhitungannya.
4. Dalam proses mendapatkan harga level lanjutan, gunakanlah prinsip kompetisi didalam menghitung seluruh level komponen atau kelompok komponen hingga didapatkan level bunyi dari kamar mesin tersebut.

Prosedur Perhitungan Kompetisi



Angka tingkat bunyi di kamar mesin yang telah dihitung diatas, menjadi bahan informasi bagi kita peralatan / komponen apa yang mendominasi kondisi sumber bunyi atau bising di kapal, dan secara umum dapat kita pastikan peralatan utama mana yang menjadi sumber bunyi / bising terbesar di kapal.

Dan menurut pengalaman penulis, **peralatan mesin diesel (ME/AE) dan turbin** yang menjadi sumber utama atau terbesar sebagai penghasil bunyi atau kebisingan di kapal.

Di bawah ini akan diberikan contoh proses perhitungan yang memakai metode komptisi dalam proses perhitungan Level Bising di kapal.

CONTOH DATA DATA SISTEM PERMESINAN YANG ADA DI KAPAL

Main Engine

Merk / Type : MAN B&W / L35 MC
Power Output : 3800 Hp = 2834,800 kW = 2834800 W
Putaran : 600 RPM

POMPA BAHAN BAKAR

Transfer Pump

Jumlah : 1 buah
Type : Rotary
Daya : 1,5 kW = 2, 012 Hp

Feed Pump

Jumlah : 1 buah

Type : Rotary

Daya : 1, 5 kW = 2,012 Hp

Supply Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Rotary

Daya : 1, 5 kW = 2,012 Hp

Circulating Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Rotary

Daya : 1, 5 kW = 2,012 Hp

Fresh Water Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Centrifugal

Daya : 18, 5 kW = 24,799 Hp

Sea Water Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Centrifugal

Daya : 18, 5 kW = 24,799 Hp

Ballast Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Centrifugal

Daya : 18, 5 kW = 24,799 Hp

Bilge Pump

Jumlah : 2 buah

Type : Centrifugal

Daya : 18, 5 kW = 24,799 Hp

Blower

Jumlah : 4 buah

Type : Centrifugal

Daya : 15 Hp

Kapasitas : 1476 m³/mnt

Tekanan Statik : 2,5 cm H₂O

Motor Listrik

Jumlah : 2 buah

Daya motor : 100 Hp

Putaran : 2000 RPM

Compressor

Type : Vertical Two Stage

Jumlah : 2 buah

Daya : 12 kW = 16,085 Hp

PERHITUNGAN POWER LEVEL (L_w) DARI MASING-MASING PERALATAN

1. Karena pompa bahan bakar yang dipakai mempunyai daya yang sama maka, L_w cukup disebut pompa bahan bakar.

$$\begin{aligned}L_w &= 10 \log H_p + K_p \\ &= 10 \log 2,012 + 100 \\ &= 103,036 \text{ dB}\end{aligned}$$

2. Pompa air tawar

$$\begin{aligned}L_w &= 10 \log H_p + K_p \\ &= 10 \log 24,799 + 95 \\ &= 108,944 \text{ dB}\end{aligned}$$

3. Pompa air laut

$$\begin{aligned}L_w &= 10 \log H_p + K_p \\ &= 10 \log 24,799 + 95 \\ &= 108,944 \text{ dB}\end{aligned}$$

4. Pompa Ballast

$$\begin{aligned}L_w &= 10 \log H_p + K_p \\ &= 10 \log 24,799 + 95 \\ &= 108,944 \text{ dB}\end{aligned}$$

5. Pompa Bilga

$$L_w = 10 \log H_p + K_p$$

$$= 10 \log 16,085 + 95$$

$$= 107,064 \text{ dB}$$

6. Blower

$$L_w = 10 \log Fr + 20 \log Ps + K_f$$

$$= 10 \log 1476 + 20 \log 2,5 + 72$$

$$= 111,65 \text{ dB}$$

7. Motor Listrik

$$L_w = 20 \log H_p + 15 \log n + K_m$$

$$= 20 \log 100 + 15 \log 2000 + 13$$

$$= 102,515 \text{ dB}$$

8. Compressor

$$L_w = 10 \log H_p + K_c$$

$$= 10 \log 16,085 + 86$$

$$= 98,064 \text{ dB}$$

9. Main Engine

$$P_m = 2834800 \text{ W}$$

$$f_n = P/P_m = 2.5 \times 10^{-6}$$

$$P = 2.5 \times 10^{-6} \times P_m$$

$$= 2.5 \times 10^{-6} \times 2834800$$

$$= 7.087 \text{ W}$$

$$L_w = 10 \log (P/P_{ref}) \quad P_{ref} = 10^{-12}$$

$$= 10 \log (7.087/10^{-12})$$

$$= 128,5 \text{ dB}$$

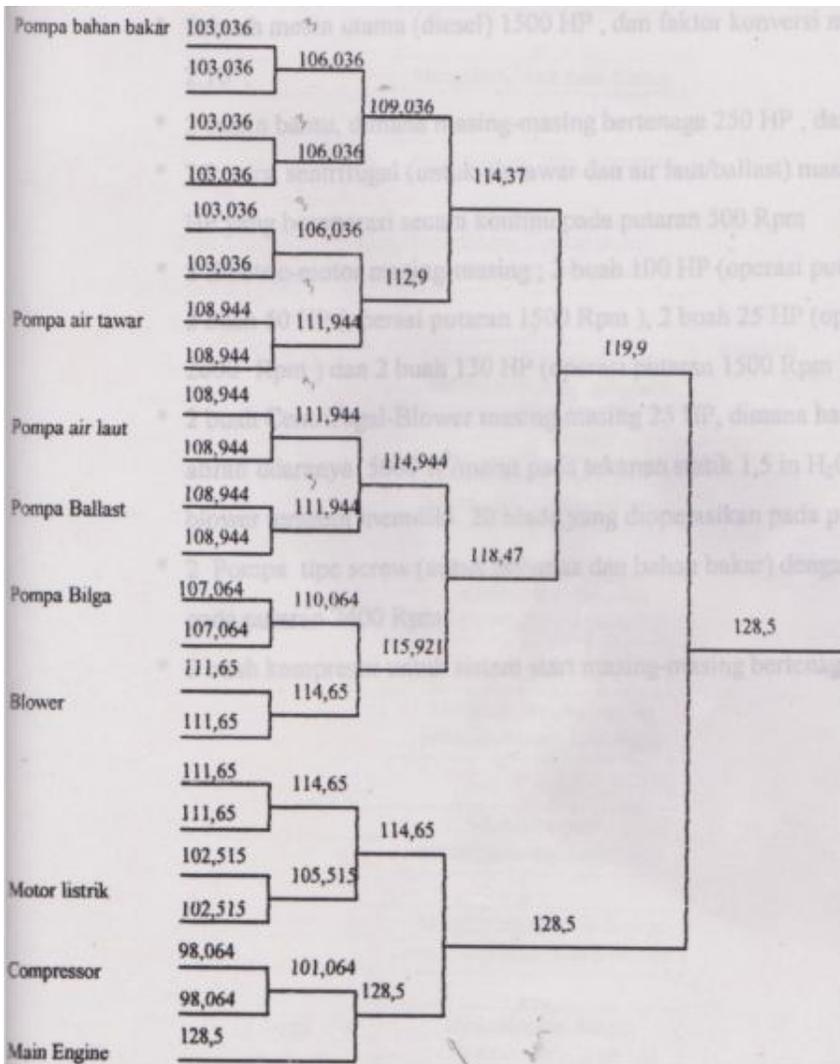
Untuk penjumlahan dua level yang berbeda dapat dilihat dalam grafik 4, pada buku Marine Engineering, Roy L Harrington, hal 463 (Bab Noise Control). Dapat juga dengan menggunakan formula sebagai berikut:

$$\Sigma (L_1+L_2) = L_1 + 10 \log_{10} (10^{-L_1/10})$$

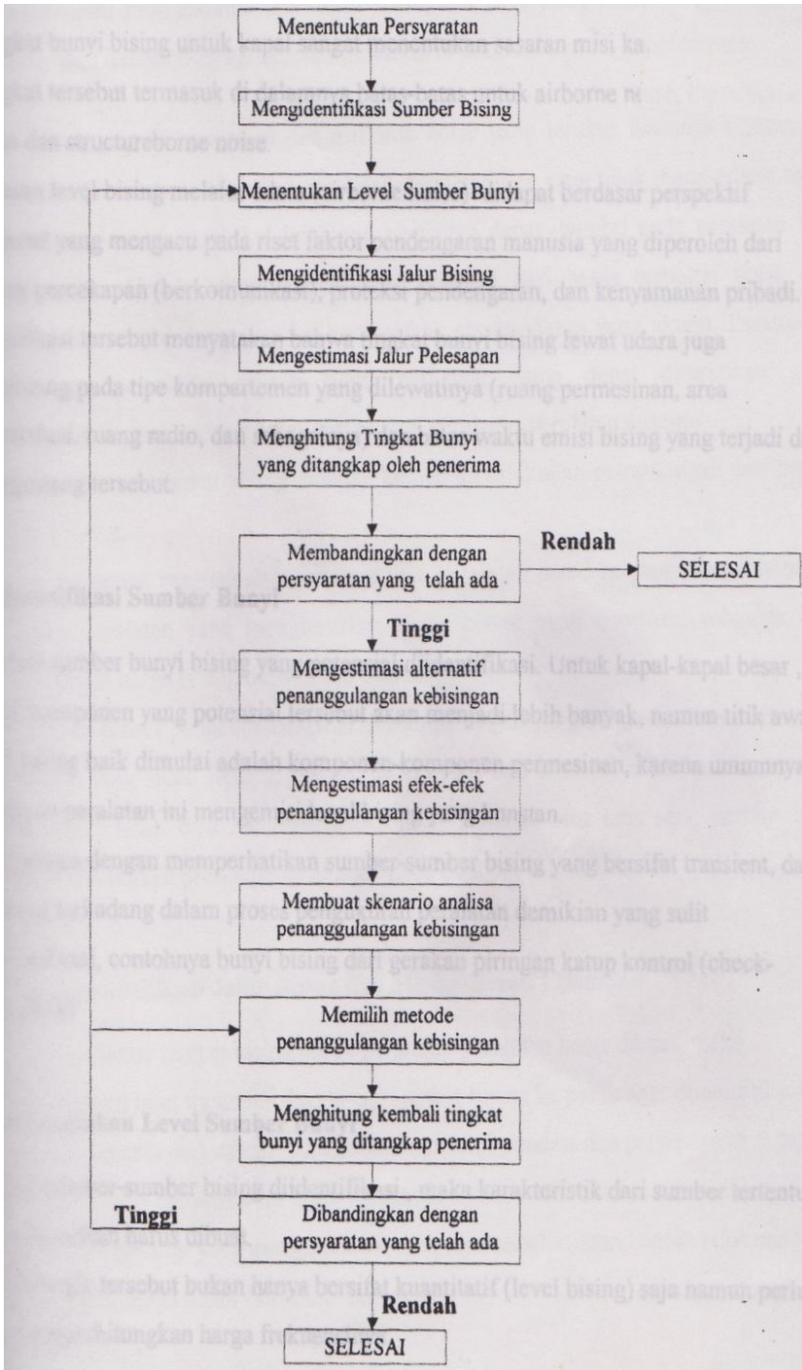
PERHITUNGAN PENAMBAHAN SOUND POWER LEVEL BERDASARKAN RUMUS PADA MARINE ENGINEERING

L1	L2	L1-L2	$1+10^{\frac{\Delta L}{10}}$	$10 \log_{10}(1+10^{\frac{\Delta L}{10}})$	$L1+10 \log_{10}(1+10^{\frac{\Delta L}{10}})$
111.944	106.036	5.908	1.25	0.96910013	112.9131001
112.9131	109.036	3.8771	1.4	1.461280357	114.3743804
114.65	110.064	4.586	1.34	1.271047984	115.921048
115.921	114.944	0.977	1.8	2.552725051	118.4737251
118.4737	114.3744	4.0993	1.39	1.430148003	119.903848

PERHITUNGAN SOUND POWER LEVEL



PROSEDUR KONTROL KEBISINGAN PADA TAHAN PENDESAINAN



1. Menentukan Persyaratan

Tingkat bunyi bising untuk suatu industry atau kapal sangat menentukan tempat industry dan sasaran misi kapal tertentu. Tingkat tersebut termasuk didalamnya batas-batas untuk airborne noise, liquid borne noise dan structureborne noise. Batasan level bising melalui udara (airborne noise) didapat berdasar perspektif personal yang mengacu pada riset faktor pendengaran manusia yang diperoleh dari proses percakapan (berkomunikasi), proteksi pendengaran, dan kenyamanan pribadi.

Spesifikasi tersebut menyatakan bahwa tingkat bunyi lewat udara juga tergantung pada tipe kompartemen yang terlewatinya (ruang permesinan, area akomodasi, ruang radio, dan sebagainya) dan batas waktu emisi bising yang terjadi di ruang-ruang tersebut.

2. Identifikasi Sumber Bunyi

Sumber-sumber bunyi bising yang potensial diidentifikasi. Untuk industry yang lebih kompleks dan kapal-kapal besar, daftar komponen potensial tersebut akan menjadi lebih banyak, namun titik awal yang paling baik dimulai adalah komponen-komponen permesinan, karena umumnya peralatan-peralatan ini mengemisi level bising yang konstan.

Selanjutnya dengan memperhatikan sumber-sumber bising yang bersifat transient, dan memang terkadang dalam proses pengukuran peralatan demikian yang sulit diidentifikasi, contohnya bunyi bising dari gerakan piringan katup katrol (check-valve disk).

3. Menentukan Level Sumber Bunyi

Setelah sumber-sumber bising diidentifikasi, maka karakteristik dari sumber tertentu yang dihasilkan harus dibuat. Karakteristik tersebut bukan hanya bersifat kuantitatif (level bising) saja namun perlu juga memperhitungkan harga frekuensinya. Mesin-mesin yang berputar dengan kecepatan konstan biasanya menghasilkan bising pada frekuensi yang diskrit seperti rpm motor, frekuensi pompa torak, frekuensi gigi reduksi, atau harmoniknya frekuensi-frekuensi di atas.

Data-data strukturborne noise dan airborne yang terukur biasanya disediakan oleh pembuat mesin, sedangkan peralatan-peralatan lain yang tidak memberikan data-data bising, maka untuk hal ini harga bisingnya dapat diambil pada peralatan lain yang sejenis. Untuk beberapa peralatan, prediksi dari harga airborne noise dan strukturborne noise dapat diambil berdasarkan alasan-alasan yang akurat. Parameter-parameter operasional adalah suatu hubungan yang dapat diturunkan guna mendapatkan/memprediksi harga bising bagi peralatan-peralatan tertentu. Setelah estimasi tingkat bising didapat, kemudian dilakukan per-rankingan dari harga-harga tersebut. Proses ini sangat berguna untuk menentukan peralatan peredam yang efektif terhadap peralatan-peralatan yang menghasilkan harga bising dapat lebih efektif.

Sedangkan proses pengendalian pada ruangan-ruangan yang menjadi tempat peralatan-peralatan yang sama (ruang pompa, ruang fan, dan yang lainnya) menghasilkan tingkat bisingnya, tidak bisa hanya mengendalikan satu unit saja, namun harus dengan melakukan proses pengendalian pada ruangan itu sendiri.

4. Mengidentifikasi Jalur Bising dan Mengestimasi Pelepasan

Setelah estimasi tingkat bising untuk peralatan-peralatan besar dibuat, maka kemungkinan jalur transmisi dari setiap sumber bising ke pendengaran diidentifikasi. Getaran mekanis dari sebuah pompa dapat melalui fondasi dan perpipaan disepanjang strukturnya dan fenomena ini biasa disebut dengan structureborne noise. Permukaan struktur yang mengemisi vibrasi juga menghasilkan bentuk jalur transmisi kedua yaitu lewat udara (airborne noise).

Jalur ketiga yang lainnya adalah melalui massa fluida, biasa disebut fluidborne noise yang biasanya terdapat dalam perpipaan dan membentuk pulsa-pulsa tekanan pompa. Pemaparan di atas merupakan contoh dari proses identifikasi jalur transmisi bising di dalam suatu perpipaan.

Semua dari energi bising yang ditimbulkan dari sebuah sumber tidak akan langsung seluruhnya diterima oleh pendengar, namun ada yang bergerak pada arah yang berbeda di luar area pendengar, beberapa bagian

yang lain diblok, atau ada juga yang direfleksi balik ke arah sumber, dan yang lain terkonversi menjadi energi panas. Permasalahan-permasalahan kebisingan yang ditemukan biasanya merupakan kombinasi dari berbagai jalur transmisi. Dan semua sumber dan jalur yang ada, sebenarnya secara signifikan jarang menjadi kontributor utama dari harga bising di tempat tertentu.

Sumber yang berada relatif jauh terhadap tempat tertentu, biasanya sering diabaikan dalam perhitungan harga kebisingan, apabila terdapat peralatan yang sama dalam jarak yang lebih dekat.

5. Menghitung Tingkat Bunyi Yang Diterima Oleh Pendengar

Setelah tingkat sumber bising, jalur dominan, dan jalur peredaman diestimasi, langkah selanjutnya adalah menghitung level bising di setiap titik di mana pendengar berada. Untuk airborne noise, sifat akustik dari ruang di mana pendengar itu berada perlu dihitung.

6. Membandingkan dengan Persyaratan yang Ada

Tingkat bising yang telah dihitung disekitar pendengar baik itu airborne noise dan strukturborne noise, dibandingkan dengan harga normal yang seharusnya diperbolehkan oleh persyaratan yang diambil sebelumnya dan juga berdasar misi kapal itu sendiri.

Jika level yang dihitung lebih rendah dari harga yang disyaratkan, maka tidak perlu lagi dilakukan penganalisaan kebisingan. Namun hal seperti ini jarang ditemukan di lapangan, justru yang terjadi adalah ditemukannya level bising yang melebihi harga limit yang telah diisyaratkan terutama pada daerah frekuensi tertentu. Maka pada kondisi seperti inilah sangatlah signifikan untuk dilakukan analisa pengendaliannya.

7. Mengidentifikasi Kandidat Kendali

Setelah melakukan penganalisaan harga bising yang ekksesiv, maka kandidat-kandidat pengendalian yang kompatibel yang bersesuaian dengan kondisi dan konsep desai awalnya selanjutnya perlu diidentifikasi-

kasi. Penanggulangan dengan prinsip peredam, diambil pada proses pemilihan berbagai jenis material (akustik) yang dipakai, dan tetap memperhatikan pertimbangan keselamatan yaitu kebakaran, dan apalagi untuk kapal selam. Batasan-batasan lain yang menjadi pertimbangan dalam pemilihan bahan-bahan akustik adalah; berat, batasan volume, biaya-biaya dan keandalannya.

Bila beberapa kandidat penanggulangan telah diidentifikasi maka langkah selanjutnya adalah mengestimasi harga pengurangan yang didapat dari setiap alternatif yang diambil. Pekerjaan ini mungkin mudah bila tersedia data-data tes yang dapat menginformasikan harga-harga tertentu, sehingga keputusan pengendalian dapat diambil dengan tepat. Secara umum memanglah sulit untuk mengestimasi pengurangan kebisingan dengan tepat sekali.

8. Membuat skenario Penanggulangan Kebisingan

Hal ini didapat setelah ditetapkan suatu metode penanggulangan yang tepat untuk setiap kasus-kasus kebisingan yang didapat. Suatu penaksiran perlu dilakukan didalam proses pendesainan kembali, dalam proses teknis, konsekuensi jadwal pengerjaan (bila dilakukan pada kondisi operasional, yang tepat berjalan), dan juga biaya-biaya yang dibutuhkan untuk pengendalian tersebut termasuk didalamnya; pembelian, proses pemasangan dan perawatan.

9. Memilih Penanggulangan

Berdasarkan skenario penanggulangan yang telah diterapkan, maka beberapa cara kontrol kebisingan yang memungkinkan selanjutnya dipilih. Biasanya dipilihlah suatu cara yang penanggulangan yang kompatibel terhadap berbagai batasan yang timbul dalam proses perencanaan. Namun tidak jarang juga jarak yang tunggal tadi tidak cocok (efektif) pada satu kasus, sehingga dilakukan pengkombinasian beberapa cara penanggulangan.

Dan biasanya metode kombinasi ini biasanya diambil karena memiliki keuntungan ganda. Secara kualitatif, dan efek pengurangan

dapat diaplikasikan secara meluas kepada seluruh peralatan yang ada di suatu area tertentu.

10. Menghitung kembali Level Bunyi Yang Diterima Pendengar

Denganperedaman baru yang terpasang, maka harga kebisingan yang diterima oleh pendengar perlu dihitung kembali. Untuk sumber dan jalur bising yang tunggal, hal ini tidaklah perlu karena sudahlah diketahui adanya pengurangan harga kebisingan, berdasarkan peredaman yang dipasang. Hal diatas adalah signifikan untuk sumber dan jalur ganda dan komplek.

11. Dibanding Kembali dengan Persyaratan yang ada

Harga kebisingan yang telah dihitung kembali di sisi penerima kembali dikomparasikan dengan level yang diisyaratkan dengan aturan-aturan yang telah dianut sebelumnya. Apabila nilai baru tersebut lebih rendah dari harga standar, maka solusi penanggulangan yang dilakukan dapat diterima.

STRUCTUREBORNE NOISE ISOLATION

Structureborne noise adalah kebisingan yang perambatannya melalui media atau zat padat, di mana zat padat yang dimaksud merupakan struktur konstruksi, baik merupakan bagian dari sumber tegangan maupun komponen pendukung dari sumber kebisingan tersebut.

Akibat fatal yang ditimbulkan oleh structureborne noise ini yaitu adanya indikasi fatigue (perilaku kelelahan bahan) material yang pada komposisi tertentu karena akumulasi tegangan yang berlebihan mengakibatkan bekerjanya tegangan melebihi limit endurance material, yang akibatnya menimbulkan crack, kemudian patah. Maka dengan alasan itulah perlakuan dan rekayasa terhadap kebisingan jenis ini sangat diperlukan.

Secara garis besar ada tiga cara menanggulangi kebisingan jenis ini, yaitu;

1. Memutus jalur perambatan
2. Memperpanjang jalur
3. Mempertinggi tingkat attenuasi (pelemahan) sepanjang jalur perambatan bising.

I. Memutus jalur perambatan

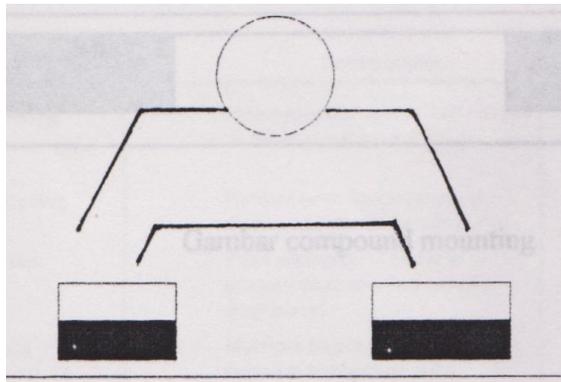
Ada beberapa cara diantaranya dengan penyangga, di mana prinsipnya adalah jalur gelombang getaran yang dihasilkan oleh sumber getaran (kebisingan) dapat diredam dengan nilai transmission loss yang cukup untuk memutus perambatan getaran oleh tegangan tali.

Tipe dari penyangga yaitu single mounting dan compound mounting atau penyangga tunggal dan penyangga gabungan.

I.1. Single Mounting Isolation

Biasanya sebuah peralatan menggunakan cara ini dengan memberi penyangga resilient (yang bersifat kenyal, dan lentur).

Cara ini relatif mudah konstruksinya karena tidak memerlukan konstruksi tambahan di bawah permesinan yang disangga. Pada frekuensi 1,4 kali lebih tinggi dari frekuensi sistem tersebut pengurangan kebisingannya dapat mencapai 12 dB per oktaf.

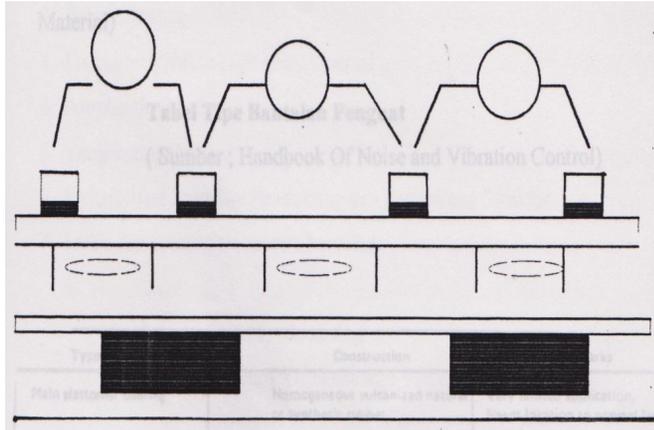


Gambar Single Mounting

I.2. Compound Mounting Isolation

Konstruksi penyangga relatif lebih rumit dari pada single mounting isolation karena adanya konstruksi tambahan yaitu berupa rakit (*machinery raft/bed plate*). Compound mounting digunakan untuk beberapa permesinan yang mempunyai karakteristik relatif sama baik mengenai fungsi maupun bentuknya. Misalnya untuk permesinan bantu yang biasanya terdiri dari beberapa motor diesel yang memiliki ukuran

dan karakteristik unjuk kerja yang relatif sama. Atau untuk beberapa pompa kargo pada kapal tanker. Pada frekuensi yang lebih tinggi dari pada resonansi primer dan sekunder maka pelemahan akan meningkat sebesar 24 dB per oktaf.



I.3. Bahan Mounting

Pemilihan penyangga (mounting) yang tepat memerlukan pemahaman tentang cara kerja dan pengetahuan tentang peralatan yang akan disangga.

Bahan yang digunakan untuk sistem ini umumnya terbuat dari:

- Elastomer, dipakai sebagai elemen fleksibel dalam perencanaan penyangga misalnya neoprene.
- Metal meshes, pegas baja dan tali baja biasanya digunakan untuk temperatur tinggi dan pada kondisi beban yang ekstrem.
- Lembaran atau batangan elastomer digunakan untuk pemasangan umum dan pemakaian pada kondisi beban yang ekstrem.
- Lembaran atau batangan elastomer digunakan untuk pemasangan umum dan pemakaian pada daerah yang luas. Disebut juga DIM (Distributed Isolation Material)

Tabel Tipe Bantalan Penguat

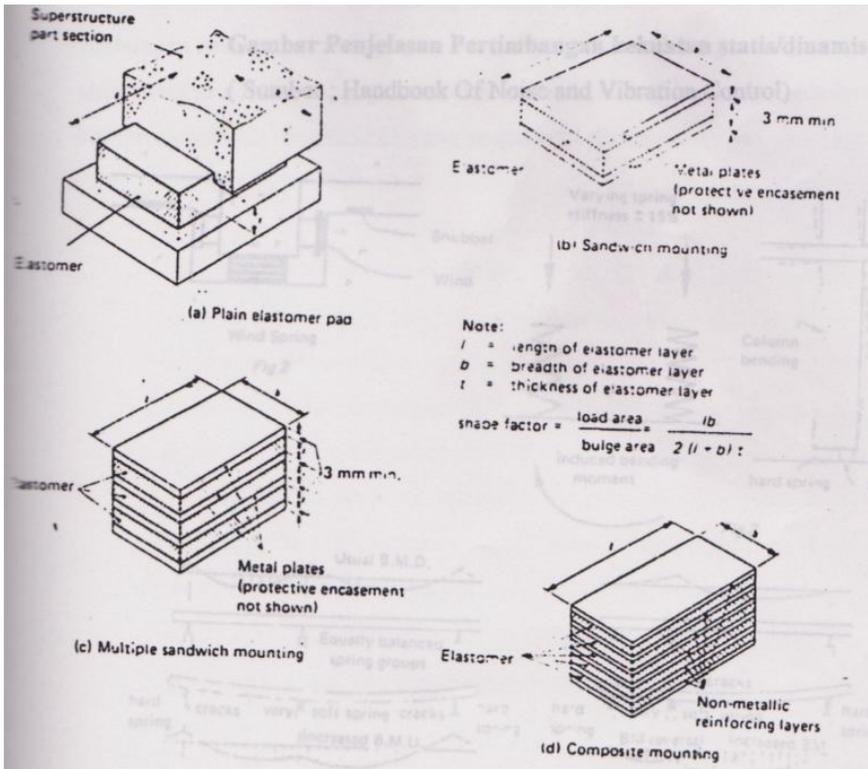
(Sumber; Handbook of Noise and Vibration Control)

Type	Construction	Remarks
Plain elastomer bearing	Homogeneous vulcanized natural or synthetic rubber.	Very limited application. Needs location to prevent lateral spread.
Plain composite bearing	Rubber with homogeneously dispersed cellular particles.	Many possible combinations and physical properties.
Elastomeric sandwich bearings	Plain elastomeric material bonded between two parallel steel plates.	Many possible combinations and physical properties.
Multiple elastomeric sandwich bearing	Multiple layers of elastomeric material alternating with metallic or non-metallic reinforcement layers.	Many possible combinations and physical properties.
Multiple composite sandwich bearing	Multiple layers of composite elastomeric material with metallic or non-metallic reinforcement layers.	Many possible combinations and physical properties.

I.4. Faktor-faktor Pemilihan Bahan Mounting

Berikut ini adalah pertimbangan-pertimbangan yang harus diambil dalam proses pemilihan bahan mounting yaitu;

1. Tekanan Static
2. Faktor Bentuk
3. Frekuensi (Waktu, life time) Operasi
4. Amplitudo Regangan
5. Temperatur Operasi
6. Fleksibilitas Bantalan Pendukung dan Pendukung Struktur
7. Lama dan Keandalan operasi bantalan.



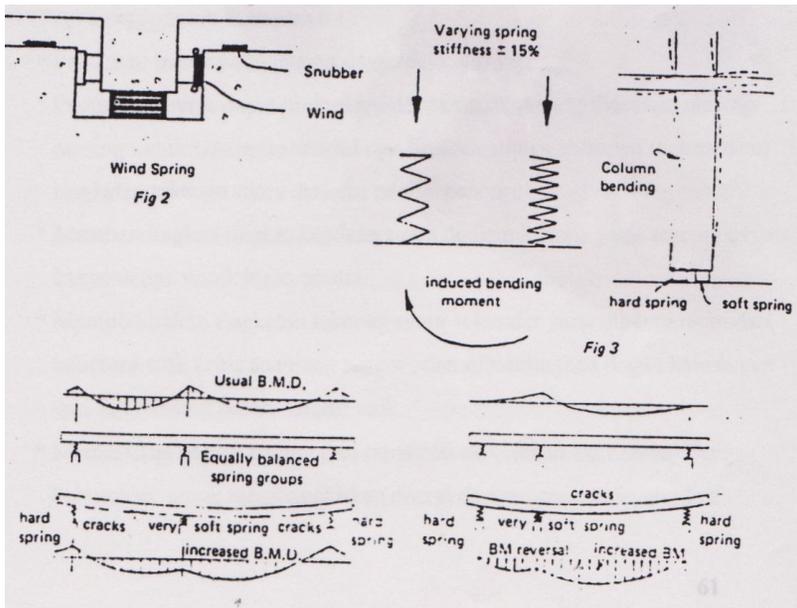
Gambar Jenis-jenis Mounting

(Sumber; Handbook of Noise and Vibration Control)

I.5. Pemilihan Penyangga

Untuk sistem single mounting ukuran penyangga dipilih sedemikian rupa sehingga dapat:

1. Menyangga berat peralatan sesuai dengan batas pembebanan penyangga
2. Menghasilkan frekuensi natural sistem yang satu oktaf lebih rendah dari pada frekuensi terendah peralatan
3. Menahan tegangan yang beroperasi dalam waktu operasi yang lama. Hal ini dapat dengan memperhitungkan kekakuan dinamik; modulus elastisitas dinamis dari materialnya, serta luas dan ketebalannya.
4. Mengurangi faktor ketegangan internal faktor kelelahan, yaitu dengan memperhitungkan faktor bentuk.



Gambar Penjelasan Pertimbangan Kekuatan Statis/Dinamis
(Sumber; Handbook of Noise and Vibration Control)

II. Memperpanjang Jarak Jalur Kebisingan

Pengurangan struktur borne noise dengan penambahan panjang jalur kebisingan antara sumber kebisingan dan penerima sangat efektif dalam tahap desain awal. Akan tetapi hal ini jarang dilakukan karena sedikit lebih rumit dan tentu saja akan menambah ruangan yang dibutuhkan. Apalagi untuk penerapan di mesin kapal yang begitu terbatas.

III. Penambahan Pelemahan

Dalam beberapa kasus, Pengurangan struktur borne noise dengan penambahan pelemahan dengan tepat dilakukan perlakuan damping pada permukaan dapat sangat efektif dalam pelemahan structure borne noise yang menyebar sepanjang struktur dalam bentuk gelombang-gelombang bending atau flexural. Akan tetapi tingkat kebisingan pada penerima mungkin tidak dapat bisa dikurangi dengan nilai yang setara. Strukturne noise dapat juga menyebar dalam bentuk gelombang-gelombang kompresional atau longitudinal, yang sangat sulit diserap.

CONTROL FLUIDBORNE NOISE

Fluidborne noise merupakan kebisingan yang ditimbulkan oleh fluida terutama oleh udara dan air.

I. Sistem Distribusi Udara

Sumber utama dari energi akustik di dalam sistem distribusi udara adalah kipas (fan), energi tersebut menghasilkan gerakan dalam sistem dengan udara masuk ke dalam bagian utama transmisi.

Sebagai tambahan utama energi akustik dihasilkan sebagai akibat dari aliran udara melewati permukaan padat dari *sistem ducting*. Ini dikelompokkan sebagai kebisingan sekunder. Penyebab kebisingan energi sekunder ini tergantung dari desain sistem distribusi udara.

Kontrol kebisingan dalam sistem distribusi udara ini dapat mencakup seluruh kemungkinan sumber kebisingan dan bagian dari transmisi, analisa berikut setidaknya sesuai dengan persyaratan di bawah ini;

- Perkiraan besarnya tingkatan daya suara dari kipas
- Penjumlahannya dapat dilengkapi dengan sistem yang didesain, masing-masing untuk sistem itu sendiri dan lingkungannya akhirnya menentukan tingkatan tekanan suara dari sisi posisi penerima.

- Membandingkan tingkat keadaan suara dengan kriteria yang sesuai dengan kenyamanan untuk kipas utama.
- Memperkirakan tingkatan tekanan suara sekunder yang dibangkitkan dari beberapa titik kritis sepanjang sistem, dan dibandingkan dengan kebisingan dari fan tersebut secara teratur naik.
- Memastikan bahwa bagian dari transmisi diperlukan agar sesuai dengan kebutuhan untuk membangkitkan energi dengan peralatan yang lain.

II. Kontrol Kebisingan

Seorang enjinir didalam masalah pengendalian harus mempunyai sejumlah pilihan-pilihan untuk menyakinkan jumlah yang benar dari segi energi yang dicapai oleh ruang ventilasi.

Pilihan tersebut dapat diringkas sebagai berikut:

- Mengurangi kekuatan sumber utama (kipas)
- Mengurangi kebisingan kipas didalam sistem transmisi utama (the duct system) antara kipas, dan daerah yang dipengaruhi.
- Menyakinkan semua kekuatan suara yang dihasilkan oleh sumber sekunder yang tetap dijaga pada batas yang telah ditentukan dibandingkan dengan batas dari kebisingan kipas.
- Menghilangkan sistem transmisi pada semua sisi dan secara langsung memproduksi energi.

1. Menurunkan Kebisingan Kipas

Beberapa pertimbangan yang perlu diperhatikan didalam pendesainan kipas

- a) Kipas yang memproduksi energi pada frekuensi yang lebih tinggi akan lebih memberikan kenyamanan daripada kipas dengan frekuensi yang rendah.
- b) Ukuran dan kecepatan dari kipas seharusnya selalu dipilih untuk membawa titik desain mendekati efisiensi maksimum dari kipas.
- c) Desain untuk udara masuk seharusnya mampu melingkapi arus turbulensi bebas untuk masuk ke kipas.

- d) Semua tingkatan dari kipas aksial atau tambahan dari daun kipas sebaliknya dicegah.

2. Menurunkan Kebisingan di Dalam Transmisi Sepanjang Sistem Duct

Pertama kali kekuatan suara minimum kipas yang mampu dicapai dengan seleksi yang hati-hati dan titik berikutnya adalah titik pertemuan dari bagian transmisi yang dicapai oleh ruang berventilasi. Cara untuk mengurangi kebisingan dari kipas yang melalui sepanjang sistem memakai sistem peredam kipas.

Ketika semua telah dilakukan dalam mengurangi kebisingan sistem ini mungkin baik ditemukan pada pengurangan tambahan. Untuk peredam kipas utama tipis, splitter terbungkus akan dibutuhkan untuk mendapatkan sistem peredam yang lebih lunak.

3. Kebisingan Sekunder

Penting untuk membandingkan tingkatan suara sekunder yang disebabkan didalam sistem dengan kipas utama didalam bagian sistem yang sama. Jika batasan yang lebih rendah telah ditentukan menyatakan lebih dari 6 dB perbedaannya maka kbisingan sekunder dapat dibandingkan dengan atau lebih besar dari pada kebisingan utama kipas di dalam sistem kemudian peningkatan karena batas yang diciptakan tingkatan suara yang luar biasa didalam sebuah ruangan dalam hal ini peredam bantu akan dibutuhkan.

Komponen sistem yang menyebabkan kebisingan sekunder diuji secara baik dalam dua grup. Pertama berisikan elemen duct, ditujukan pada arus udara yang lebih tinggi, mempunyai kurang lebih satu keuntungan di dalam energi yang dihasilkan. Dibatasi dengan duct, jika luar biasa ini sangat mudah untuk teknik pengurangan kebisingan secara konvensional. Kebisingan kedua, bertipe unit terminal yang bervariasi, biasanya menyebabkan masalah-masalah yang lebih besar karena energi yang dihasilkan dimulai di dalam ruang ventilasi. Kemungkinan pengurangan, sebelumnya yang menempati ruang yang sama adalah terbatas.

4. Kontrol sisi dan transmisi secara langsung

Dua posisi yang langsung mengurangi puncak dari kekuatan suara yang menerobos ke luar dinding duct, asumsi perbandingan S_w/S_d konstan. Untuk mengurangi tingkatan kekuatan udara didalam duct, dan yang lainnya untuk menambah indek pengurangan suara di dalam duct. Untuk pertama kalinya setelah diutarakan didalam kontek pengurangan kebisingan kipas dan peredam kipas.

Tersedia berbagai cara untuk menaikan sound reduction indeks, misalnya dengan menutupi saluran yang melalui ruangan dengan plasterboard atau bahan lainnya. Cara ini dapat menurunkan kurang lebih 20 dB dari SPL. Cara lain adalah melapisi bagian luar dari saluran dengan selimut fibreglass yang mempunyai ketebalan 50 mm, dan dilapisi kembali dengan lead-foil, cara ini dapat mengurangi tingkat bunyi sebesar 7-10 dB.

III. VORTEX NOISE

Ujung-ujung sudu (trailing edge blades) dari fan yang berputar akan menimbulkan vortex atau pusaran ukuran dan intensitasnya merupakan bagian fungsi dari kecepatan sudu dan bentuk penutupnya. Tekanan-tekanan yang berfluktuasi yang dihasilkan fan, aliran udara akan menghasilkan kebingan yang meliputi berbagai bands. Secara lebih spesifik SWL dari fan dapat dihitung dengan rumus umum sebagai berikut:

$$SWL = 77 + 10 \log kW + 10 \log P \dots\dots\dots dB$$

$$SWL = 25 + 20 \log Q + 20 \log P \dots\dots\dots dB$$

$$SWL = 130 + 20 \log kW - 10 Q \dots\dots\dots dB$$

Di mana,

SW = SPL keseluruhan pada octave frekuensi bands 31,5-8000 HZ

kW = daya motor

P = tekanan statis yang ditimbulkan fan, mm.wg

Q = volume aliran yang keluar, m³/h

Pada sudu fan terjadinya vortex atau pusaran dapat diterangkan sebagai berikut;

Pada sudu terlihat bahwa awalnya aliran yang melalui sudu merupakan aliran laminar. Kemudian karena akibat dari gradien kecepatan maka aliran tersebut berangsur-angsur menjadi aliran turbulen dan akan menimbulkan wake. Lintasan dari aliran turbulen yang melalui bagian ujung sudu menuju wake menimbulkan gaya-gaya yang fluktuatif yang menjadi sumber dari energi akustik. Secara umum dapat dikatakan bahwa aliran turbulen yang variatif, fluktuasi tekanan dan kecepatan yang berbeda-beda menghasilkan tenaga yang menimbulkan bunyi.

IV. INTAKE TURBULEN

Pada penjelasan di atas, terlihat bahwa aliran pada sudu dapat menimbulkan kebisingan pada fan. Selain itu aliran masuk atau intake flow yang melewati impeller dapat pula menimbulkan kebisingan karena intake flow tersebut aliran yang turbulen. Aliran turbulen yang terjadi pada saluran masuk dipengaruhi oleh bentuk saluran masuk. Besarnya noise yang terjadi agak sulit ditentukan tetapi secara praktis besarnya kebisingan tambahan karena intake turbulen selalu terjadi pada frekuensi 500 Hz band ke atas.

Pada saat koreksi untuk desain instalasi intake turbulen ikut diperhitungkan. Desain dari saluran masuk yang dapat menimbulkan turbulensi dari sudu-sudu fan. Jika terjadi efek intake turbulen atau instalasi dari peredam fn yang mengarah kedepan tanpa panjang tertentu maka pada tiap oktaf band ditambahkan 6 dB.

DEFINISI KUANTITATIF KEBISINGAN

- **Transmission Loss (TL)**, adalah perbandingan relatif antara energi suara yang menghantam partisi dengan energi suara yang ditransmisikan, satuannya dB. Jadi semakin sedikit energi suara yang ditransmisikan maka semakin tinggi transmission loss-nya.
- **Noise Reduction (NR)**, adalah perbedaan rata-rata *sound-pressure level* antara ruang berisi sumber bunyi dengan ruang di dekatnya. Noise tergantung pada transmission loss, luas partisi dan absorpsi suara dalam ruang di mana suara tersebut diterima.
- **Normalized Noise Reduction**. Noise reduction yang diterima di ruang penerima (ruang yang berdekatan dengan sumber bunyi) dengan reverberation time sebesar 0,5 detik dihitung dari nilai noise reduction yang terukur ditambah dengan $10 \log (\Gamma/0,5)$

Sound Insulation Rating

- **Sound Transmission Class (STC)**, yaitu nilai tunggal yang dihitung sesuai dengan ASTM E 413 yaitu dengan menggunakan nilai *transmission loss*. Hal ini sering dipakai untuk *sound insulation* di Amerika Utara.
- **Noise Transmission Class (NTC)**, yaitu angka nilai tunggal yang

dihitung sesuai dengan ASTM E 413, dan menggunakan nilai Normalized Insulation Class.

- **Impact Insulation Class (IIC)**, yaitu angka nilai tunggal yang diturunkan sesuai dengan ASTM E 989 dari Normalized Impact Sound Pressure Level yang diukur sesuai dengan ASTM E 492.
- **Mass Law**, adalah ekspresi semi-empiris yang digunakan untuk memprediksi transmission loss untuk lapisan tipis.

$$TL = 20 \text{ Log } (mf) - 48 \text{ dB}$$

Di mana;

TL = transmission loss, dB

m = surface, mass kg/m²

f = frekuensi, Hz.

MATERIAL AKUSTIK

Di dalam pemilihan material akustik sifat penyerapan bunyi berdasarkan frekuensi menandainya spesifikasi dari material tersebut, sehingga pengendalian kebisingan dengan material tersebut dapat efektif. Pada dasarnya material akustik kemampuan dibagi berdasar frekuensi bunyi yang beroperasi, yaitu untuk frekuensi/gelombang insiden, frekuensi rendah, dan frekuensi tinggi.

Noise Reduction Coefficient (NRC)

$$NRC = \frac{\text{Total absorpsi}}{\text{Jumlah unit}}$$

Contoh:

Jika ada data, untuk $\alpha_1 = 250$, $\alpha_2 = 300$, $\alpha_3 = 350$, $\alpha_4 = 500$,
maka $NRC = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) / 4 = 300$

Bila suatu gedung atau sebuah ruangan mempunyai material akustik yang terdiri dari fibre-glass, plywood, kayu, lempengan semen, dan sebagainya, maka harga NRC-nya adalah harga rata-rata dari total harga koefisien bahan-bahan tersebut.

Sehingga;
$$NRC = \frac{\Sigma \text{ koefisien masing - masing}}{\text{Jumlah unit material}}$$

Selain itu harga NRC dapat dicari berdasarkan perbandingan luasan dari material akustik yang dipasang pada suatu tempat tertentu (atap saja, dinding saja, atau lantai saja), dan biasanya dinyatakan dengan persamaan;

$$NR = 10 \text{ Log } \left[\frac{A_2}{A_1} \right] \dots dB$$

$$= \frac{L_{pI}}{L_{pII}}$$

Latihan

Sebuah ruangan industri direncanakan mempunyai ukuran 80 x 40 x 15 ft², antara dinding atap (ceiling) dan lantai mempunyai koefisien absorpsi 0,25; 0,05; dan 0,15.

Hitunglah waktu reverberasi jika pada dinding yang diberikan peredam sampai 80%.

Karakteristik Material Akustik

Material akustik memiliki beberapa karakteristik yaitu;

1. Kemampuan penyerapan bunyi yang tinggi terutama; frekuensi sedang sampai tinggi
2. Makin besar kerapatan/ketebalannya maka makin besar penyerapan bunyinya.
3. Pengecatan pada permukaan penyerapan bunyi dapat merusak kemampuan penyerapan bunyi.

Membran (Lembaran tipis)

Adalah material akustik yang digunakan untuk menyelubungi bahan berpori. Tujuannya adalah untuk mencegah perubahan bentuk.

Yang termasuk membran tipis adalah;

1. Lapisan tipis
2. Matal foil
3. Kulit
4. Paterit Leaterna
5. Canvas

Sifat yang ditampilkan oleh membran ini adalah;

1. Jika lapisan sintesis tipis tetapi kedap udara, digunakan untuk membungkus bahan berpori. Kemampuan penyerapan bunyi dalam range frekuensi tinggi rusak.
2. Ketebalan bahan dapat digunakan tetapi harus dipasang dengan kedudukan/pemasangan yang tidak tegang.

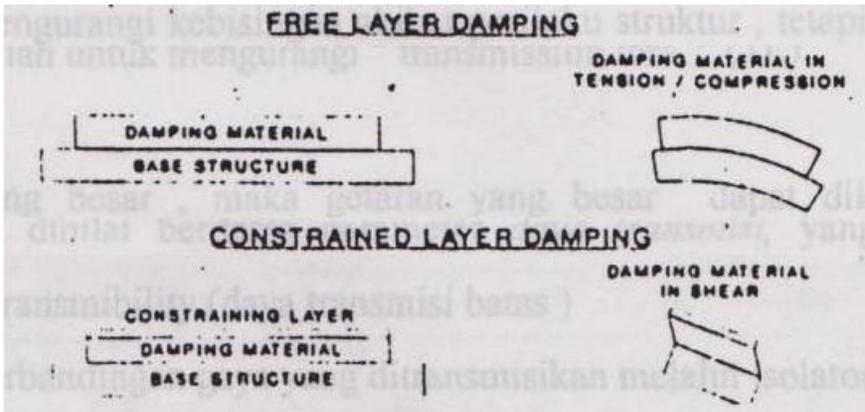
Bahan-bahan untuk mencegah transmisi bunyi di udara:

1. Plat-plat berat dengan gesekan dalam dan kekakuan yang besar seperti pelat baja, pelat seng, papan kayu, papan asbes, sering digunakan untuk peredam bunyi untuk bentuk tunggal/ganda/komposit.
2. Wool, Bahan-bahan untuk mengurangi energi getaran; seperti karet peredam getaran, logam campuran/plastik.

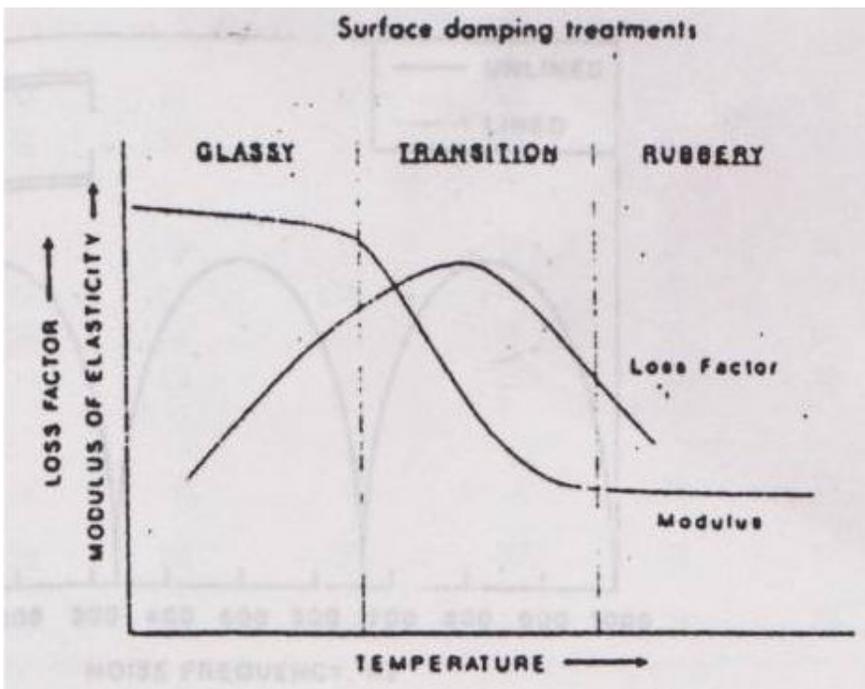
Peredam Struktur

Faktor peredam material akustik pada objek struktur biasanya diidentifikasi oleh sebutan internal damping faktor yang besarnya bervariasi menurut jenis material akustiknya. Beberapa angka damping dari beberapa material akustik itu dapat disebutkan sebagai berikut;

No.	Nama Bahan Material Akustik	Angka Damping
1	Metal steel	0,0001 - 0,001
2	Alumunium	0,0001 - 0,001
3	Glass	0,001 - 0,005
4	Concrete	0,001 - 0,1
5	Wool, Cork, and Plywood	0,01 - 0,2
6	Plastic	0,1 - 1,0
7	Rubber	0,01 - 1,0



Gambar Permukaan Damping
 (Sumber; Marine Eng. Handbook, 1992)



Gambar Perilaku Tipikal Material Viskoelastis
 (Sumber; Marine Eng. Handbook, 1992)

Jika plat baja ditempleli dengan bahan yang ketebalannya sama di mana mempunyai nilai IDF yang besar dan IDF gabungan meningkat menjadi 0,1 - 0,2.

Bahan untuk mencegah menyebarnya energi getaran seperti di atas adalah sangat efektif untuk mengurangi kebisingan akibat perilaku struktur, tetapi pengaruh yang sangat besar adalah mengurangi “transmission loss”. (TL)

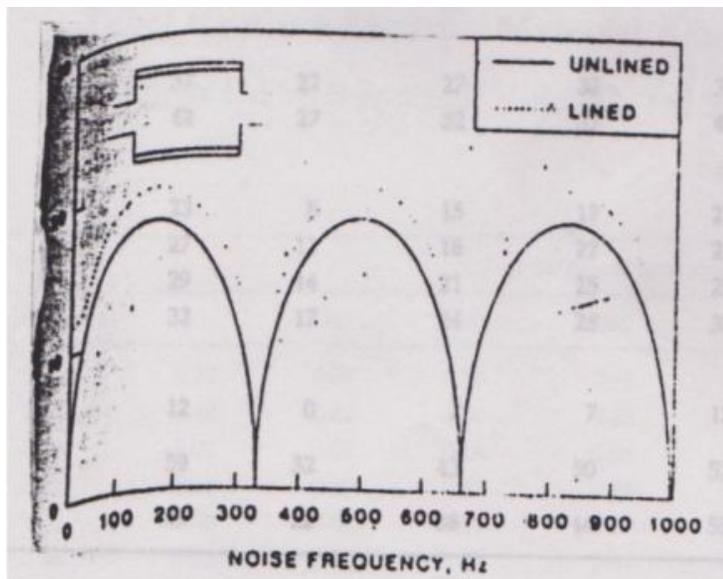
Apabila TL yang besar, maka getaran yang besar dapat dikurangi dengan menyisipkan bahan yang kenyal. Dan prinsip pengurangan getaran akibat aksi transmisi dipengaruhi oleh faktor-faktor berikut ini:

1. Force Transmibility (daya transmisi batas)

Ialah perbandingan gaya yang ditransmisikan melalui isolator dengan gaya yang dikenakan pada massa isolator.

2. Displacement Transmibility

Adalah perbandingan amplitudo getaran yang ditransmisikan melalui isolator dengan amplitudo getaran yang dikenakan pada isolator.



Gambar Grafik Efek Absorptif dari Ruang Ekspansi
(Sumber; Marine Eng. Handbook, 1992)

Tabel Insertion Loss dari Material Akustik Konstruksi
(Sumber; IMARE Journal, Vol.107, 1995)

Material	Octave band centre frequency (Hz)								
	Mean value	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Steel plate									
3.2 mm thick	32	16	22	28	34	40	44	32	41
6 mm thick	37	22	28	34	40	45	37	42	51
12 mm thick	42	28	34	40	45	37	41	51	60
Mineral wool (120 kg/m³)									
25 mm thick	19	4	9	14	19	24	29	34	39
50 mm thick	24	9	14	19	24	29	34	39	44
75 mm thick	27	12	17	22	27	32	37	42	47
100 mm thick	29	14	19	24	29	34	39	44	49
Mineral wool (200 kg/m³)									
25 mm thick	22	7	12	17	22	27	32	37	42
Cement									
20 mm thick	37	22	27	32	37	42	47	52	57
40 mm thick	42	27	32	37	42	47	52	57	62
Calcium silicate board									
6 mm thick	23	8	15	19	23	24	24	34	35
9 mm thick	27	11	18	22	26	27	27	37	38
13 mm thick	29	14	21	25	29	33	40	41	41
19 mm thick	32	17	24	28	32	33	33	43	44
Glass wool (17 kg/m³)									
50 mm thick	12	0	2	7	12	17	22	27	32
Swedac on steel deck	59	32	43	50	52	67	67	76	90
TNF on steel deck	49	22	38	46	55	53	59	60	60

Tabel Faktor Radiasi Material Akustik Konstruksi
(Sumber; IMARE Journal, Vol.107, 1995)

Construction	Octave band centre frequency (Hz)								
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Steel plate (20 mm thick)	25	22	15	10	6	-2	0	0	
TNF floor	16	17	13	10	1	-4	0	0	
Swedac floor	19	18	17	16	13	5	-5	0	
Cement on steel	19	18	15	2	-2	0	0	0	
Cabin wall/lining	19	16	15	10	5	0	0	0	

Tabel Koefisien Absorpsi Material Akustik
(Sumber; IMARE Journal, Vol.107, 1995)

Description	Octave band centre frequency (Hz)								
	Mean coefficient	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Room partition	0.04	0.10	0.09	0.05	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
Room ceiling	0.64	0.45	0.50	0.60	0.65	0.75	0.80	0.75	0.65
Floor with vinyl tile	0.05	0.02	0.02	0.04	0.05	0.05	0.10	0.05	0.05
Floor with carpet	0.20	0.05	0.10	0.15	0.25	0.30	0.30	0.30*	0.20
Wood deck	0.03	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02
Steel plate	0.02	0.01	0.02	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02

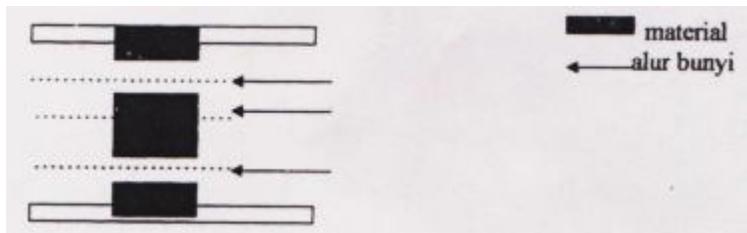
Tabel Attenuasi Bising dari Beberapa Pengukuran

(Sumber; IMARE Journal, Vol.107, 1995)

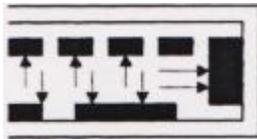
Description	Mean attenuation	Octave band centre frequency (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Resilient mount	18.5	12	16	20	20	20	20	20	20
Floating floor	17.4	2	6	12	17	18	24	30	30
Cement floor	6.4	-2	2	3	6	9	10	11	12
TNF floor	24.1	0	3	12	14	22	37	50	55
Swedac floor	26.1	17	24	23	23	26	26	34	36

Prinsip Kerja Material Akustik

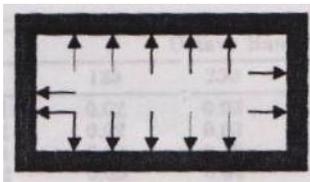
1. Operasi Muffler (Silencer)



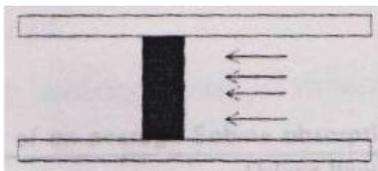
2. Material Pada Lantai; Dinding; Panel; dan Atap



3. Material Pada Dinding Tertutup



4. Material Penghambat (*Sound Resisting/Fire Door*)



Tabel Contoh Perhitungan Absorpsi Sabine

Description	Octave Band Center Frequency, Hz									
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Concrete	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	
Brick	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	
Plaster	0.02	0.04	0.08	0.10	0.15	0.20	0.25	0.20	0.15	
Plaster wall with tile 1/2 in. acoustic board	0.03	0.10	0.20	0.25	0.50	0.70	0.75	0.35	0.40	
Plaster	0.03	0.05	0.07	0.25	0.70	0.90	0.75	0.70	0.65	
Plaster with 2-mil Mylar membrane and perforated sheathing	0.04	0.10	0.25	0.70	0.90	0.90	0.80	0.75	0.70	
III, Cl 4, 2 in. acoustic board	0.10	0.20	0.28	0.92	0.99	0.79	0.53	0.37	0.25	

Table 5 Example Calculation of an Average Sabine Absorption Coefficient for a Compartment

	Octave Band Center Frequency, Hz									
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$S_1 = (10 \text{ ft} \times 8 \text{ ft}) (\alpha_{\text{BRK}})_1$	0.8	1.6	1.6	2.4	2.4	2.4	2.4	1.6	1.6	
$S_2 = (10 \text{ ft} \times 8 \text{ ft}) (\alpha_{\text{BRK}})_2$	2.4	4.0	5.6	20	56	72	60	56	52	
$S_3 = (8 \text{ ft} \times 7 \text{ ft}) (\alpha_{\text{BRK}})_3$	0.56	0.56	1.12	1.68	1.68	1.68	1.12	1.12	1.12	
$S_4 = (10 \text{ ft} \times 7 \text{ ft}) (\alpha_{\text{BRK}})_4$	7.0	14.0	19.6	64.4	69.3	55.3	37.1	25.9	17.5	
$S_{\text{BRK}} = \sum S(\alpha_{\text{BRK}})_i$	18.3	34.7	48.6	154.6	200.4	188.4	138.8	111.6	90.8	
Sabine absorption coeff. $S_{\text{BRK}}/S_{\text{TOTAL}}$	0.04	0.08	0.12	0.38	0.49	0.46	0.34	0.27	0.22	

SILINCER

Fungsi Muffler

1. Meredam suara bising gas buang yang keluar dari silinder
2. Menurunkan tekanan gas buang
3. Mendinginkan gas buang sebelum keluar dari atmosfer

Kriteria Muffler yang Layak

1. Kriteria Akustik
Pengurangan kebisingan sampai minimum
2. Kriteria Aerodinamik
Harga tekanan rata-rata maksimum yang sesuai untuk muffler saat temperatur diberikan dan massa mengalir.
3. Kriteria Bentuk
Volume gas buang maksimum yang diijinkan disesuaikan dengan batasa-batasan ukuran.
4. Kriteria Mekanik
Material apa yang dipakai sebagai bahan dasar dalam pembuatan muffler yang juga memperhitungkan faktor temperatur tinggi, sifat korosif, dan sifat suspensifitas (gas yang mengandung cairan yang dapat mengendap yang mana dapat mengurangi keefektifan muffler).

5. Kriteria Ekonomi

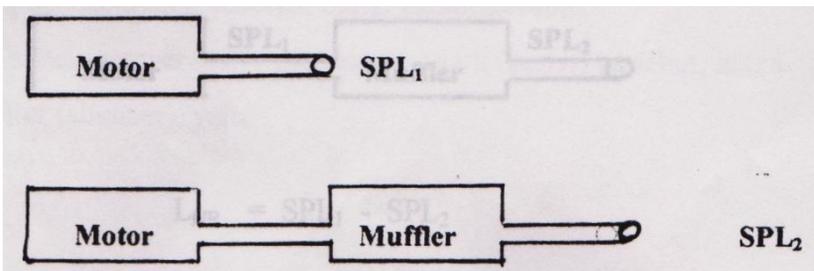
Memperhatikan biaya awal (investasi), dan biaya perawatan maupun biaya pergantian material spare-partnya.

Parameter Penampilan Akustik Muffler

A. Insertion Loss (IL)

Perbedaan decibel antara 2 tingkat tekanan suara yang diukur pada tempat sebelum dan sesudah muffler disisipkan antara daerah pengukuran dan sumber kebisingan.

$$IL = SPL_1 - SPL_2$$



B. Transmission Loss (L_{TL})

Selisih perbandingan logaritma dasar 10 daya bunyi yang datang pada muffler terhadap daya bunyi yang ditransmisikan muffler.

$$L_{TL} = 10 \text{ Log } \frac{[S_i * I_i]}{[S_o * I_o]} \dots \text{ dB}$$

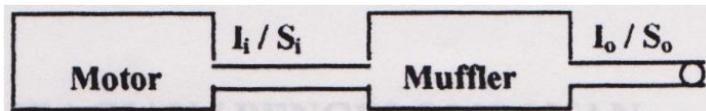
di mana;

S_i = Luas penampang masuk muffler

S_o = Luas penampang keluar muffler

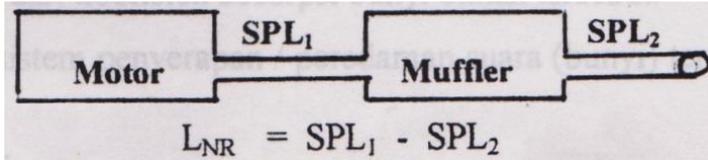
I_i = Intensitas bunyi yang masuk muffler

I_o = Intensitas bunyi yang keluar muffler



C. Noise Reduction (L_{NR})

Selisih tingkat tekanan bunyi yang dihitung pada bagian input muffler dan bagian outputnya.



D. Attenuasi

Pengurangan kekuatan (Sound pressure, L_p) antara dua buah bagian pada sebuah sistem akustik. Pengurangan tingkat tekanan suara terjadi pada tiap unit panjang duct.

Tabel Perkiraan Attenuasi dari Silencer-Ducting
(Sumber; Marine Eng. Handbook, 1992)

Silencer Design	Octave Band Center Frequency, Hz							
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000
Low pressure drop								
3 ft long	1	4	7	9	12	15	16	14
5 ft long	2	8	12	14	16	19	20	18
7 ft long	3	10	15	19	20	22	24	22
High pressure drop								
3 ft long	3	8	10	15	23	30	35	28
5 ft long	4	11	14	23	32	38	42	36
7 ft long	5	13	18	30	40	44	48	42

PEMBAGIAN/ PENGELOMPOKAN TIPE- TIPE MUFFLER (SILENCER)

Bila suatu gelombang bunyi bergerak kemudian menumbuk suatu permukaan yang porous (berpori), maka sebagian energi bunyi tersebut akan diserap oleh permukaan tersebut. Penyerapan ini berbeda-beda untuk tiap-tiap bahan dan tergantung dari koefisien absorpsi bunyi bahan tersebut.

Ditinjau dari sistem penyerapan / peredaman suara (bunyi) tersebut, maka ada 3 (tiga) tipe muffler (silencer), yaitu:

1. Reactive Muffler
2. Dissipative Muffler
3. Combination Design Muffler

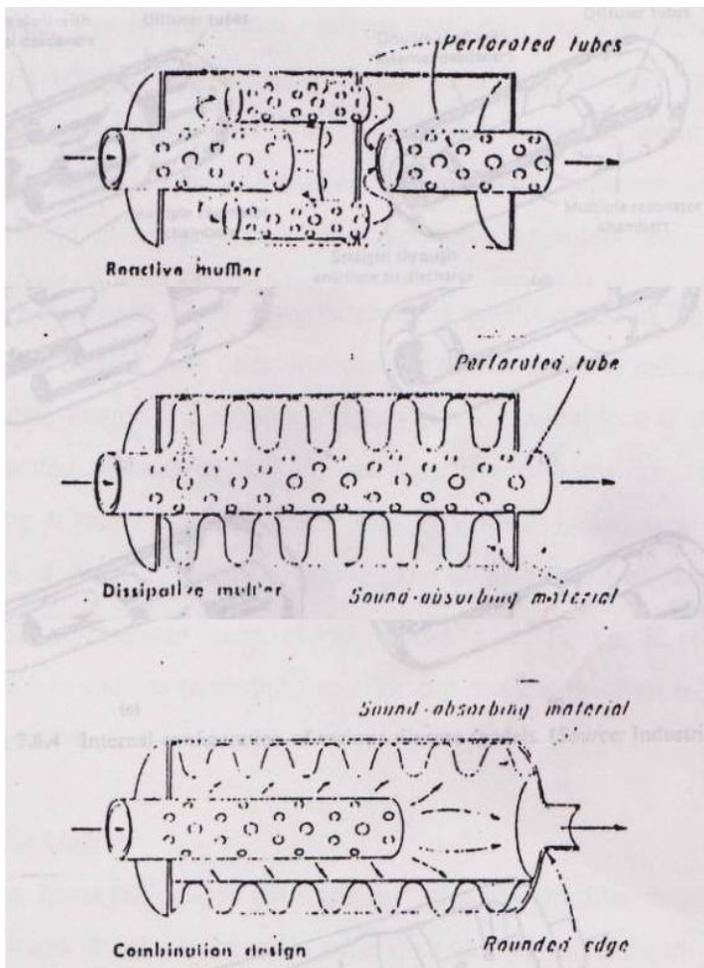
Bentuk-bentuk dari ketiga tipe tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.4.

1. Reactive Muffler

Performansi dari suatu reactive muffler ditentukan sebagian besar oleh bentuk geometrinya. Satu atau lebih chamber, resonator atau section-section pembatas dari pipa yang berkumpul/terkolektif menyebabkan suatu reactive muffler memberikan suatu impedansi yang tak sebanding untuk *acoustic energy* yang ada disepanjang saluran (duct).

Akibat impedansi yang tak sebanding ini menyebabkan pada suatu refleksi bagian *acoustic energy*-nya kembali ke arah sumber bunyinya, atau kembali dan seterusnya berada di antara chamber-chamber, mencegah bagian-bagian tersebut dari transmisi yang melewati muffler.

Dalam prakteknya, hal ini sering disertai dengan mempertinggi alternating sound pressure dan kecepatan partikel dalam muffler, di mana dapat menyebabkan/menghasilkan suatu significant absorption dari energi dengan sebagian kecil dari sound absorbing material dengan perilaku nonlinear dari gas.



Gambar 3.4 Bentuk-bentuk Type Muffler

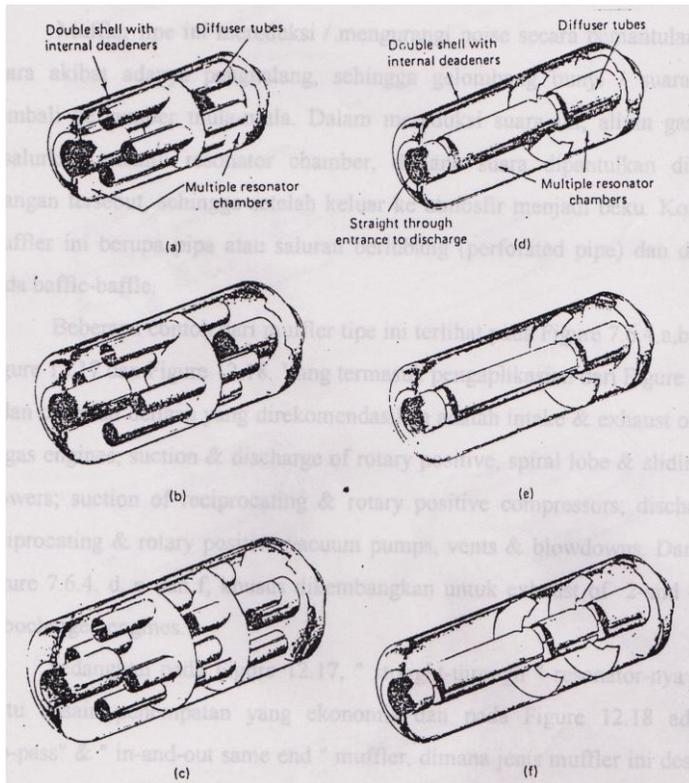


Figure 7.6.4. Internal Configuration of Various Silencer Models.
(Source: Industrial Acoustics Co.)

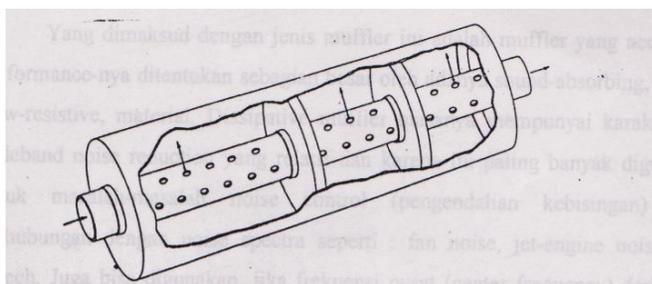


Figure 12.17. Artist's Sketch of a Low-Priced, Low-Performance, Straight-Through Type of Muller.

Muffler tipe ini mereduksi / mengurangi noise secara pemantulan energi suara akibat adanya penghalang, sehingga gelombang bunyi /

suara pantul kembali ke sumber mula-mula. Dalam mereduksi suara ini, aliran gas buang disalurkan melalui resonator chamber, di mana suara dipantulkan didalam ruangan tersebut, sehingga setelah keluar ke atmosfer menjadi beku. Kostruksi muffler ini berupa pipa dan saluran berlubang (perforated pipe) dan dipasang pada baffle-baffle.

Beberapa contoh dari muffler tipe ini terlihat pada figure 7.6.4.a, b,c,d,e,f; Figure 12.17 dan Figure 12.18. Yang termasuk pengaplikasian dari Figure 7.6.4.a,b dan c, sesuai dengan yang direkomendasikan adalah intake dan *exhause of diesel and gas engine; suction and dischare of rotary positive, spiral lobe & sliding vane blowers; suction of reciprocating & rotary positive compressors; discharge of reciprocating & rotary positive vacuum pumps, vents & blowdowns*. Dan untuk Figure 7.6.4. d, e, dan f, khusus dikembangkan untuk exhaust of 2- and 4-cycle turbocharged engines.

Sedangkan pada Figure 12.17, “*straight-through*” resonator-nya adalah suatu desain penempatan yang ekonomis dan pada Figure 12.18 adalah “*two-pass*” & “*in-and-out same end*” muffler, di mana jenis muffler ini praktis dan efisien.

2. Dissipative Muffler

Yang dimaksud dengan muffler ini adalah muffler yang acoustical performancenya ditentukan sebagian besar oleh adanya sound-absorb-ing, seperti flow resistive, material. Disipative muffler biasanya mempunyai karakteristik wideband noise reduction yang relatif dan karena itu paling banyak digunakan untuk masalah-masalah noise control (pengendalian kebisingan) yang berhubungan dengan noise spectra seperti: fan noise, jet-engine noise, dan speech. Juga bisa digunakan, jika frekuensi pusat (center frequency) dari suatu narroeband noise berbeda-beda/berubah melebihi suatu jarak lebar tertentu, seperti kondisi operasi dari sumber (source) yang berubah-ubah.

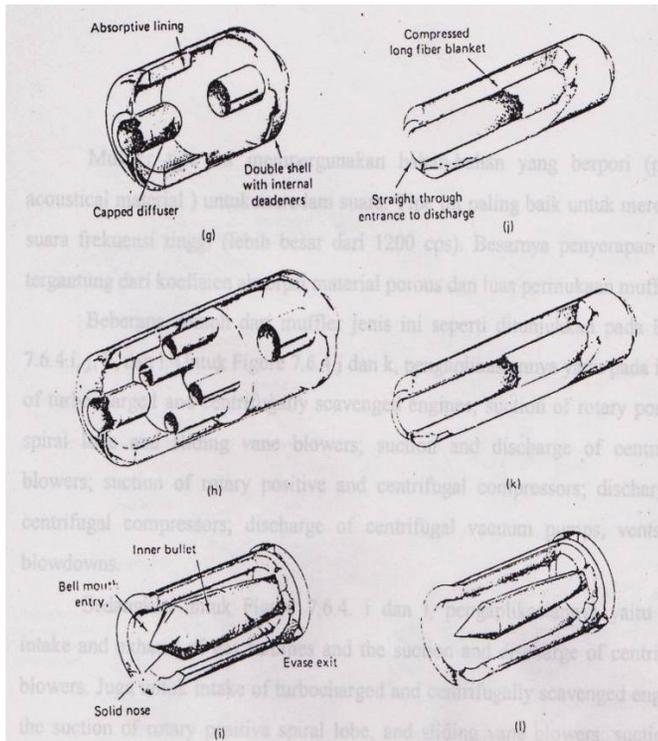


Figure 7.6.4. (Continued)

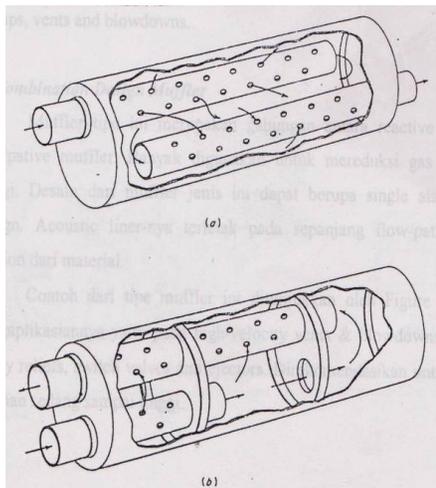


Figure 12.18. Artist's Sketch of a Two Practical, High-Performance Mufflers for Trucks or Automobiles. (Design Courtesy Nelson Muffler Corporation.)

Muffler tipe ini mempergunakan bahan-bahan yang berpori (porous acoustical material) untuk meredam suara. Tipe ini paling baik untuk mereduksi suara frekuensi tinggi (lebih besar dari 1200 cps). Besar penyerapan suara tergantung dari koefisien absorpsi material porous dan luas permukaan muffler.

Beberapa contoh dari muffler jenis ini seperti ditunjukkan pada Figure 7.6.4.i, j, k dan l. Untuk Figure 7.6.4.j dan k, pengaplikasiannya yaitu pada intake of turbocharged and centrifugally scavenged engines; suction of rotary positive, spiral lobe and sliding vane blowers; suction and discharge of centrifugal compressors; discharge of centrifugal compressors; discharge of centrifugal vacuum pumps, vents and blowdowns.

Sedangkan untuk Figure 7.6.4. i dan l, pengaplikasiannya yaitu pada intake and exhaust of gas turbines and the suction and discharge of centrifugal blowers. Juga untuk intake of turbocharged and centrifugally scavenged engines; the suction of rotary positive spiral lobe, and sliding vane blowers; suction of rotary positive and centrifugal compressors; discharge of centrifugal vacuum pumps, vents and blowdowns.

3. Combination Design Muffler

Muffler tipe ini merupakan gabungan antara muffler dengan dissipative muffler. Banyak digunakan untuk mereduksi gas pada kecepatan tinggi. Desain dari muffler jenis ini dapat berupa single atau multichamber design. Acoustic liner-nya terletak sepanjang flow-path sampai avoid erosion dari material.

Contoh dari tipe muffler ini ditunjukkan oleh Figure 7.6.4. g dan h. Pengaplikasiannya yaitu pada high-velocity vents & blowdowns to atmosphere, safety reliefs, switch valves and ejectors. Direkomendasikan untuk aplikasi pada tekanan sedang sampai tinggi.

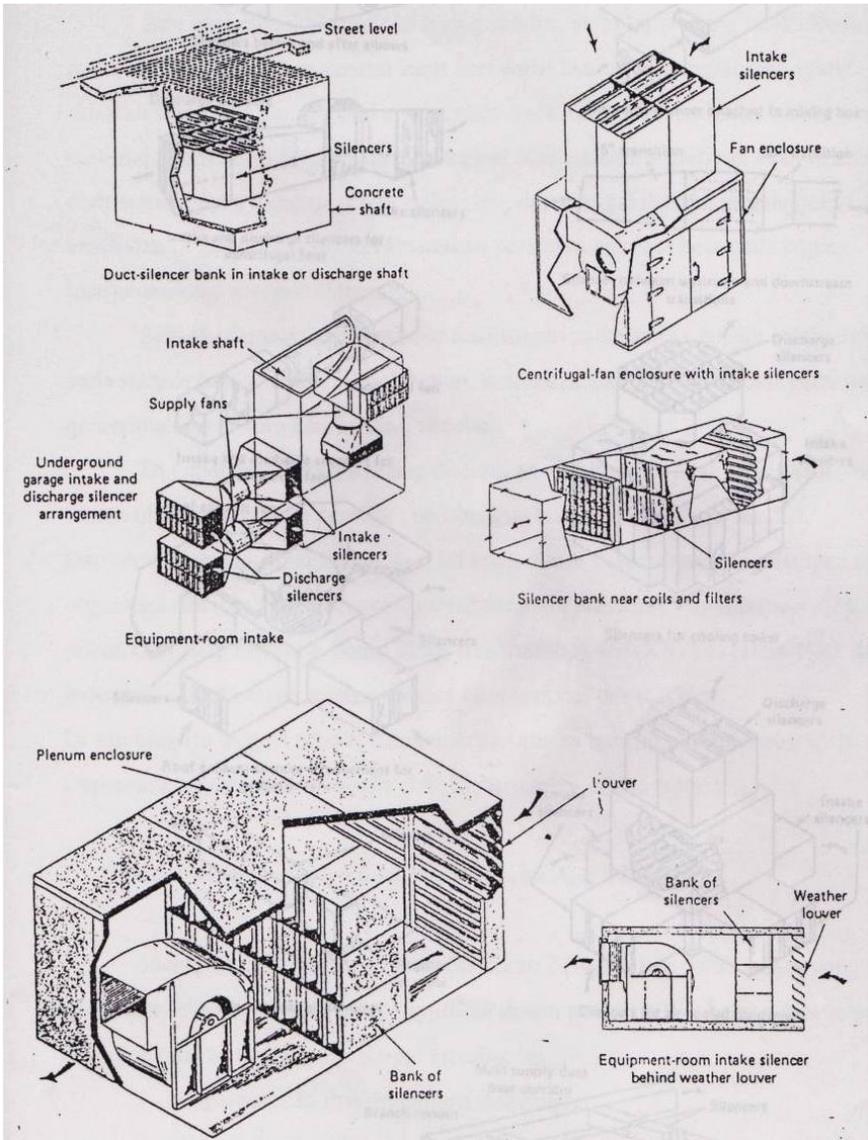


Figure 6.8.4 Some Typical Silencer Application and Installation Diagrams. (Source: Industrial Acoustics Co.)

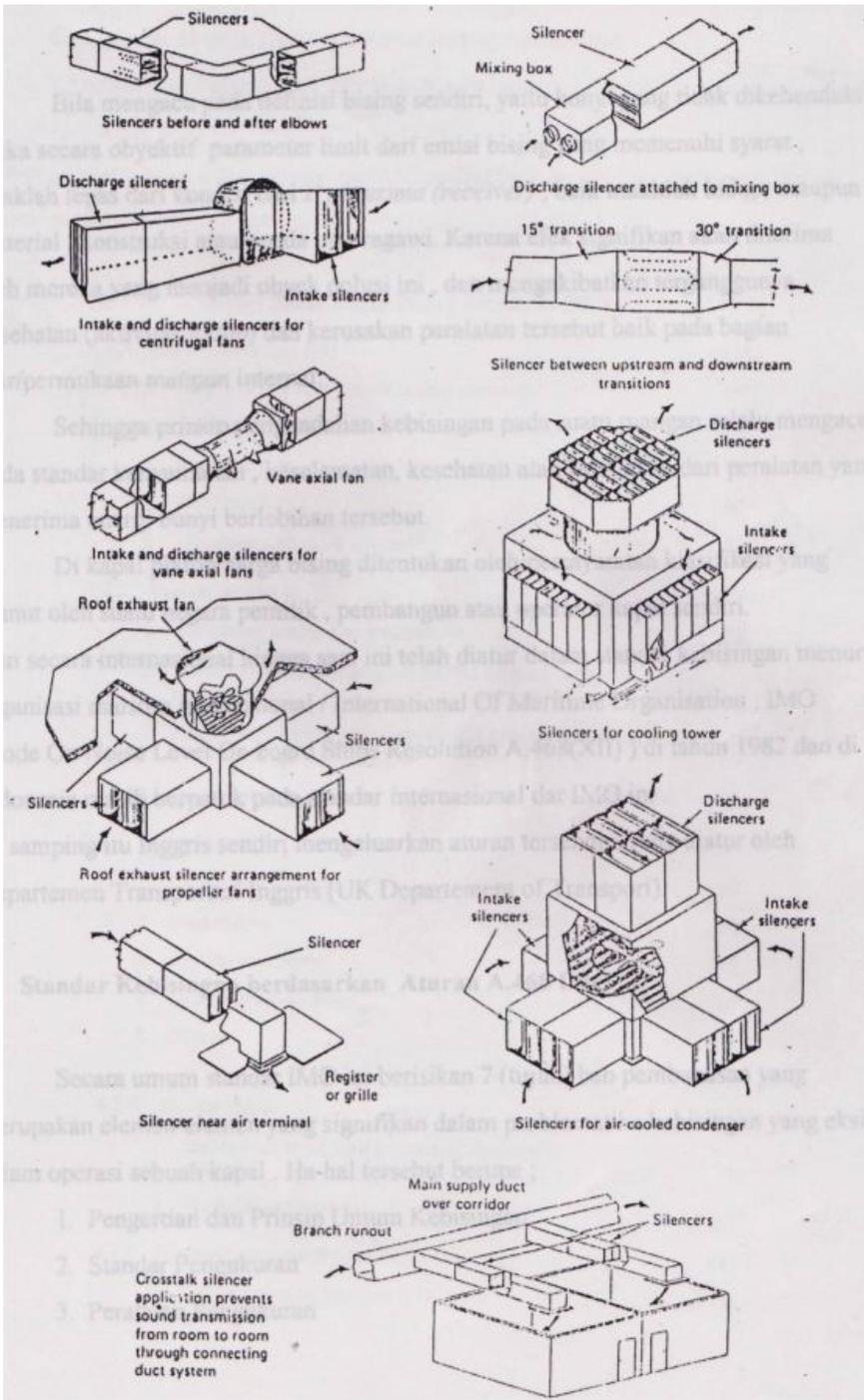


Figure 6.8.4. (Continued)

STANDAR KEBISINGAN

Bila mengacu pada definisi bising sendiri, yaitu bunyi yang tidak dikehendaki, maka secara obyektif parameter limit dari emisi bising yang memenuhi syarat, tidaklah lepas dari kondisi dari si penerima (receiver), baik makhluk hidup, maupun material, konstruksi atau benda non ragawi. Karena efek signifikan akan diterima oleh mereka yang menjadi objek polusi ini, dan mengakibatkan terganggunya kesehatan (aktivitas hidup) dan kerusakan peralatan tersebut baik pada bagian luar/permukaan maupun internal. Sehingga prinsip pengendalian kebisingan pada suatu ruangan selalu mengacu pada standar kebisingan, keselamatan, kesehatan atau kelayakan dari peralatan yang menerima energi berlebihan tersebut.

Batasan tingkat kebisingan yang dapat menyebabkan gangguan pendengaran. Batasan tingkat kebisingan dibagi menjadi 2, yaitu untuk lingkungan dengan waktu pajanan 24 jam yang kita kenal dengan Baku Mutu Lingkungan dan untuk tempat kerja dengan waktu pajanan 8 jam kerja atau Nilai Ambang Batas (NAB).

Tabel di bawah ini adalah baku mutu lingkungan sesuai Kepmen LH No. 48 tahun 1996.

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

Di kapal plafon harga bising ditentukan oleh persyaratan klasifikasi yang dianut oleh suatu negara pemilik, pembangunan atau oprator kapal sendiri. Dan secara internasional hingga saat ini telah diatur dalam standar kebisingan menurut organisasi maritim internasional/ International of Maritim Organisation, IMO (Code On Noise Level On Board Ships Resolution A.468 (XII)) di tahun 1982 dan di Indonesia masih berpatok pada standar internasional dai IMO ini.

Di samping itu Inggris sendiri mengeluarkan aturan sendiri yang diatur oleh Departemen Transportasi Inggris (UK Departement of Transport).

I. Standar Kebisingan berdasarkan Aturan A.468 IMO

Secara umum standar IMO ini berisikan 7 (tujuh) bab pembahasan yang merupakan elemen-elemen yang signifikan dalam problematika kebisingan yang eksis dalam operasi sebuah kapal. Hal-hal tersebut berupa;

1. Pengertian dan Prinsip Umum Kebisingan
2. Standar Pengukuran
3. Peralatan Pengukuran
4. Tingkat Tekanan Suara Maksimum Yang Memenuhi Syarat
5. Batas Emisi Bising
6. Material Akustik (Insulasi) antar Ruang Akomodasi
7. Pelindung Telinga dan Tanda-tanda bahaya

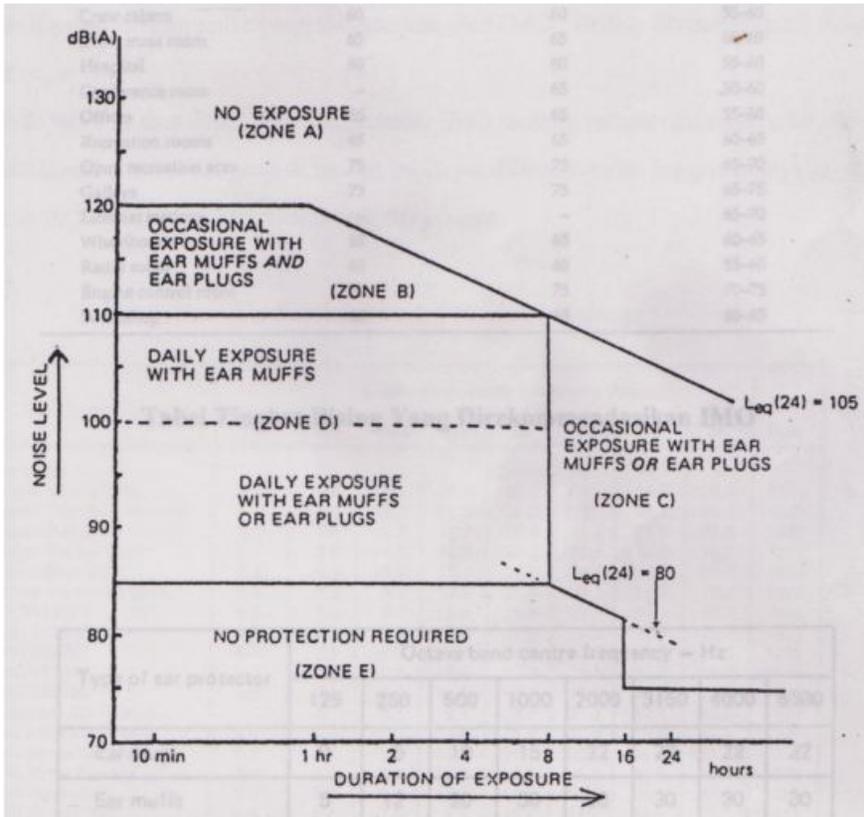
Berikut ini table daftar persyaratan IMO perihal limit harga bising pada ruang-ruang akomodasi atau lainnya di kapal.

Tabel Batas Level Bising Menurut IMO

4.2.1	Work Spaces (see 5.1)	dB (A)
	1. Machinery spaces (Continuously Manned)**	90
	2. Machinery spaces (Not Continuously Manned)**	110
	3. Machinery Control Rooms	75
	4. Workshops	85
	5. Non-specified Work Spaces**	90
4.2.2	Navigation Spaces	dB (A)
	1. Navigating Bridge and Chartrooms	65
	2. Listening Post, Including Navigating Bridge* Wings and Windows	70
	3. Radio Rooms (With Radio Equipment Operating but Not Producing Audio Signals)	60
	4. Radar Rooms	65
4.2.3	Accommodation Spaces	dB (A)
	1. Cabins and Hospitals	60
	2. Mess Rooms	65
	3. Recreation Rooms	65
	4. Open Recreation Areas	75
	5. Offices	65
4.2.4	Service Spaces	dB (A)
	1. Galleys, without Food Processing Equipment Operating	75
	2. Serveries and Pantries	75
4.2.5	Normally Unoccupied Spaces*	dB (A)
	Spaces not Specified (see 5.1)	90

II. Zone-Zone Persyaratan

Harga bising yang sehat bukan hanya ditentukan pada angka limitnya saja, namun juga dipengaruhi oleh durasi si objek bising mendapatkan aksesnya. IMO menyaratkan kondisi ini ke dalam suatu pembagian zone-zone bising yang memenuhi syarat seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini



Gambar Zone Emisi Bising yang Diisyaratkan IMO

Di samping standar IMO juga terdapat standar lain dari Departemen Transportasi Inggris, ataupun British Standard, hal ini dapat dilihat pada tabel berikut ini;

Tabel Tingkat Bising yang Direkomendasikan IMO

Location	Noise levels onboard ships IMO A.468 (XII) dB(A)	Code of practice for noise levels in ships UK Dept of Transport dB(A)	Noise levels specified for recent passenger ships dB(A)
Passenger cabins	-	-	40-55
Public area	-	-	55-60
Shopping areas	-	-	60-70
Crew cabins	60	60	55-60
Crew mess room	65	65	60-65
Hospital	60	60	55-60
Conference room	-	65	50-60
Offices	65	65	55-60
Recreation rooms	65	65	60-65
Open recreation area	75	75	65-70
Galleys	75	75	65-75
Lifeboat stations	-	-	65-70
Wheelhouse	65	65	60-65
Radio room	60	60	55-60
Engine control room	75	75	70-75
Workshop	85	85	80-85

Tabel Standar Attenuasi Pelindung Telinga oleh IMO

Type of ear protector	Octave band centre frequency – Hz							
	125	250	500	1000	2000	3150	4000	6300
Ear plugs	0	5	10	15	22	22	22	22
Ear muffs	5	12	20	30	30	30	30	30

III. Pelindung Telinga

Pada prakteknya, kondisi emisi bising ruang mesin berada pada level diatas 100 dB, di mana harga ini tentunya tidaklah nyaman, bahkan tidak sehat bagi kesehatan sehingga dalam operasinya seorang awak kapal diberikan perlindungan telinga, baik yang bekerja dengan proses penyumbatan bunyi pada lorong telinga (ear muffs) maupun dipasang pada permukaan luar, daun telinga (ear plug).

Dan peralatan-peralatan ini harus dipakai dan berfungsi pada tingkat attenuasi dan limit pengurangan noise yang diisyaratkan oleh IMO,

British Standard, atau yang lainnya.

Pada tabel di atas dapat kita lihat standar IMO tergantung batasan minimal attenuasi peralatan tersebut, sedang di bawah ini dapat dilihat standar Inggris menyangkut standar attenuasi dari ear muffs dan ear pluggs.

Tabel A. Standar British untuk Pelindung Telinga

Ear Protectors	Octave Band Centre Frequency (Hz)								Test Date
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	
Ear Muffs									
Bilsom Viking 2318	9.7	9.6	16.4	27.6	29.1	31.5	31.5	26.6	1980
Bilsom Red 2135 (Foam)	6.2	5.8	13.7	20.9	29.9	29.1	32.7	29.2	1980
Bilsom Red 2135 (Fluid)	5.9	7.4	12.2	18.2	26.4	31.2	27.8	22.5	1980
Bilsom Yellow 2301	9.1	9.0	14.6	18.6	27.5	31.9	33.6	24.4	1977
Bilsom Blue 2308	5.8	4.3	10.3	17.0	24.7	26.7	31.1	24.4	1977
Bilsom Marksman 2316	7.6	7.9	9.5	17.9	27.9	28.3	33.3	38.9	1977
BAO 112000	5.8	2.9	9.4	16.4	26.9	29.4	31.1	25.3	1979
BAO 117000	4.9	2.9	6.6	14.0	23.6	26.0	26.8	20.2	1979
BAO 116751	5.7	1.1	9.7	16.9	24.0	29.3	29.5	25.4	1979
BAO 117200	6.5	4.7	11.7	18.8	27.7	29.2	27.2	23.0	1979
BAO 116750	5.9	2.0	4.8	11.9	18.2	21.3	23.6	25.5	1977
Centurion ED Type A		8.1	9.3	16.1	22.6	27.9	32.4	25.5	1977
Centurion ED Type B	5.1	4.3	10.0	17.0	23.9	27.0	26.5	24.1	1978
Johnstones "J" Muffs	5.7	3.1	10.5	18.1	24.0	26.1	31.1	27.7	1977
MSA Noise Foe MK IV	2.8	1.3	8.3	16.9	24.8	26.6	26.8	26.4	1980
MSA Radaunix	1.6	0.6	6.1	12.1	18.2	24.7	26.1	28.0	1980
MSA Comfo 500	4.7	4.0	7.5	8.9	18.1	25.8	34.5	30.3	1977
Norths Saturn	5.0	4.0	8.5	16.9	24.4	25.7	26.1	21.5	1979
Peltor FH9A	4.7	4.4	10.4	19.7	28.2	29.0	29.4	24.9	1977
Peltor FH9B	5.8	4.1	8.3	17.9	25.7	25.3	26.2	19.3	1977
Peltor FH7A	6.5	4.1	14.8	22.1	29.2	29.2	27.1	27.0	1977
Peltor FH6A	4.6	2.9	5.3	15.0	24.3	26.5	29.2	23.2	1977
Peltor FH8H	2.6	1.4	4.1	13.0	22.6	21.0	28.6	28.4	1977
Protector Safety EMU 44	4.8	4.3	13.4	19.1	27.5	26.7	28.4	26.0	1977
Protector Safety EM 62	4.8	3.3	9.5	16.3	22.9	24.5	30.4	31.2	1976
Protector Safety EMLU 47	6.0	4.3	8.5	16.6	25.1	29.0	30.5	23.3	1976
Protector Safety EMLU 60	1.9	1.7	7.6	14.3	21.6	23.8	25.8	23.3	1977
Protector Safety EMLF 48	2.1	1.0	1.7	3.5	12.5	15.0	22.6	19.1	1976
Racal Sonoguard	11.4	13.7	19.5	27.6	35.8	33.5	35.6	26.1	1977
Racal Sonomuff	12.7	14.5	16.7	23.0	31.8	31.9	35.3	31.1	1981
Racal Sonomuff (B.T.H.)	11.5	13.0	16.0	22.9	31.2	31.8	32.4	27.3	1981
Racal Auralgard 3	9.1	9.1	13.0	19.8	28.7	31.2	35.6	24.9	1977
Racal Ultramuff 2	5.3	4.7	11.2	19.4	26.4	27.2	28.5	23.5	1977
Itex 212 Mk 2	9.5	8.3	9.3	16.4	25.0	29.0	34.3	26.9	1977
Safir Standard ED/2SL (Fluid)		6.8	11.1	17.2	24.9	28.2	32.3	27.3	1976

* A Champion (Compiled for the Steel Castings & Trade Association)

cont...

Tabel B. Standar British untuk Pelindung Telinga

Ear Protectors	Octave Band Centre Frequency (Hz)								Test Date
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	
Ear Muffs (Contd)...									
Safir Standard ED/ISF (Foam)		3.5	9.0	17.6	24.3	27.5	32.9	28.3	1976
Safir Junior S4/JL (Fluid)		5.1	6.0	13.7	23.4	28.3	33.9	26.5	1976
Safir Junior S4/J2 (Foam)		2.9	5.0	13.3	21.4	25.9	32.7	28.5	1976
Safir Coronet C6/J2	4.8	2.7	3.7	9.2	18.4	22.5	28.8	20.2	1979
Safir Trojan ST/21F	5.0	3.2	6.0	11.2	19.8	22.8	25.8	18.4	1979
Silenta Super		16.5	21.9	23.5	33.5	31.2	33.7	29.5	1981
Silenta Universal		5.3	10.0	17.6	27.2	27.5	33.3	23.1	1976
Silenta Mil		6.9	7.5	13.1	23.0	26.0	35.7	29.8	1981
Silenta Bel		4.1	7.9	15.4	26.2	27.9	33.3	25.6	1981
Silenta Pop		8.5	12.5	17.6	27.3	29.4	35.9	29.8	1981
Windsor	5.7	3.1	10.5	18.1	24.0	26.1	30.8	26.3	1980
Ear Muffs/Helmet/Visor									
Bilsom Viking (2314)		9.5	16.3	27.1	31.9	30.8	38.3	33.9	1981
BAO 17761 BX21	0.9	1.3	3.0	11.9	22.1	23.8	22.3	19.0	1979
BAO 1720	0.3	-2.8	0.3	10.1	20.0	20.2	20.2	18.1	1979
Centurion ED Type C	4.9	2.1	6.2	14.3	21.1	24.6	27.4	22.8	1978
MSA Comfo 600/Super									
V Guard	5.1	3.4	8.8	13.3	16.4	23.4	33.6	26.9	1980
Peltor FH 3PB	-0.5	-1.1	-0.4	11.5	20.4	24.9	26.9	18.7	1977
Protector Safety EMCC 50	0.9	0.4	1.6	5.1	14.1	19.4	21.3	12.8	1977
Special Headset									
PEL/Seawell Musical	8.3	7.2	12.9	22.5	25.7	27.7	30.6	26.9	1979
PEL/Seawell Communicator	4.6	7.8	12.5	21.6	23.3	28.6	30.2	26.2	1980
Disposable Ear Plugs									
Bilsom Soft		9.7	12.4	15.6	17.5	26.2	31.1	26.2	1981
Bilsom Propp-o-Plast	7.5	9.3	10.6	12.0	13.3	20.2	24.9	28.6	1977
Bilsom Propp	1.6	2.6	5.6	7.9	12.0	17.3	21.2	29.0	1977
E-A-R Plugs	17.5	18.3	18.9	21.9	24.5	27.9	38.6	38.9	1977
Racal DBA	14.1	13.7	13.6	14.2	17.2	25.5	35.4	29.2	1982
Safir Deci-Damp	12.7	13.0	12.3	15.2	18.9	24.8	32.2	28.7	1978
3M Ear Plug 8773	10.4	10.9	10.5	12.1	12.6	15.6	16.3	27.7	1977
Reusable Plugs									
Hear Guard Ear Insert	14.2	15.2	14.5	13.8	16.0	22.7	25.6	23.6	1979
Norton Comfit	14.9	14.9	15.4	16.6	16.7	20.8	21.9	28.6	1977
Personally Moulded Ear Plugs									
Custom Protectors	6.3	6.6	6.6	8.4	10.1	20.8	29.5	25.2	1977

METODE PREDIKSI NILAI KEBISINGAN

Sudah beberapa tahun sejumlah teknik untuk memprediksi kebisingan telah dikembangkan berbasis teori dan hipotesis-hipotesis. Metode-metode itu berupa; metode elemen hingga (FEM), analisa statistik energi (SEA), dan metode empiris. Dua pendekatan awal tadi menunjuk pada prosess melalui struktur (structureborne noise). Sedangkan pendekatan terakhir menggunakan suatu formula empiris yang telah eksis berdasar perhitungan pada jalur transmisi udara (airborne noise) dan struktur (structureborne noise).

I. Metode Elemen Hingga (Finite Element Methode, FEM)

Aplikasi FEM dalam dunia teknik dimulai pada pertengahan 50-an. Di mana prinsip dasar dari metode ini adalah membagi suatu struktur kompleks menjadi elemen-elemen diskrit (yang masih dapat dipecah-pecah lagi).

Hubungan-hubungan struktur antar elemen menjadi suatu hal yang determinan dalam menghitung gaya ikat dan perpindahan setiap titik-titik nodal antar elemennya. Meskipun kelebihan utama dari FEM adalah tingginya tingkat fleksibilitas dalam proses perhitungannya (versatility), di mana secara virtual tidak memiliki batas tipe struktur yang

akan dianalisa, namun diperlukan adanya kompetensi dalam memilih elemen-elemen yang cocok di dalam suatu model bangunan di mana didapat melalui kerja riset maupun pengalaman-pengalaman praktis. Secara praktis proses pemilihan elemen-elemen yang tepat adalah langkah menuju hasil yang lebih baik yang akan diterima.

Memang melibatkan lebih banyak elemen juga merupakan prosedur yang tidak salah, namun berimplikasi pada habisnya waktu pada proses perhitungan. Sehingga penentuan jumlah elemen yang terlibat, merupakan suatu kriteria yang sering menimbulkan konflik kepentingan. Namun menurut pengalaman-pengalaman yang didapat, FEM sangatlah cocok dilibatkan pada problema-problema vibrasi berfrekuensi rendah.

II. Analisa Energi Secara Statistik

(Statistical Energy Analysis, SEA)

Analisa ini memakai proses evaluasi dari energi vibrasi yang tersisipkan diantara struktur-struktur resonan dengan pendekatan statistik. Dan berdasar pada asumsi bahwa arus energi akustik antara dua sub-sistem proporsional terhadap perbedaan tingkat energinya.

Kondisi umum yang mana SEA ini cocok diaplikasikan adalah sistem kopel yang beresonansi dan moda densitasnya (angka resonansi getar dari moda bentuk) dari setiap sistem cukup tinggi. Makin besar harga moda bentuknya, maka makin akurasi hasil yang diharapkan.

Metode ini umumnya menyediakan hasil yang cocok pada jangkauan frekuensi tinggi, dan tidak cocok pada frekuensi rendah. Dan secara normal digunakan pada struktur-struktur yang tidak kompleks seperti yang ada pada struktur kapal.

III. Metode Semi Empiris

Metode ini paling sering diadopsi didalam memprediksi kebisingan yaitu dengan menggunakan formula empiris dalam proses perhitungannya. Namun keakurasian hasilnya sangatlah ditentukan berdasar data masukannya. Data-data input tersebut dapat diperoleh dari berbagai

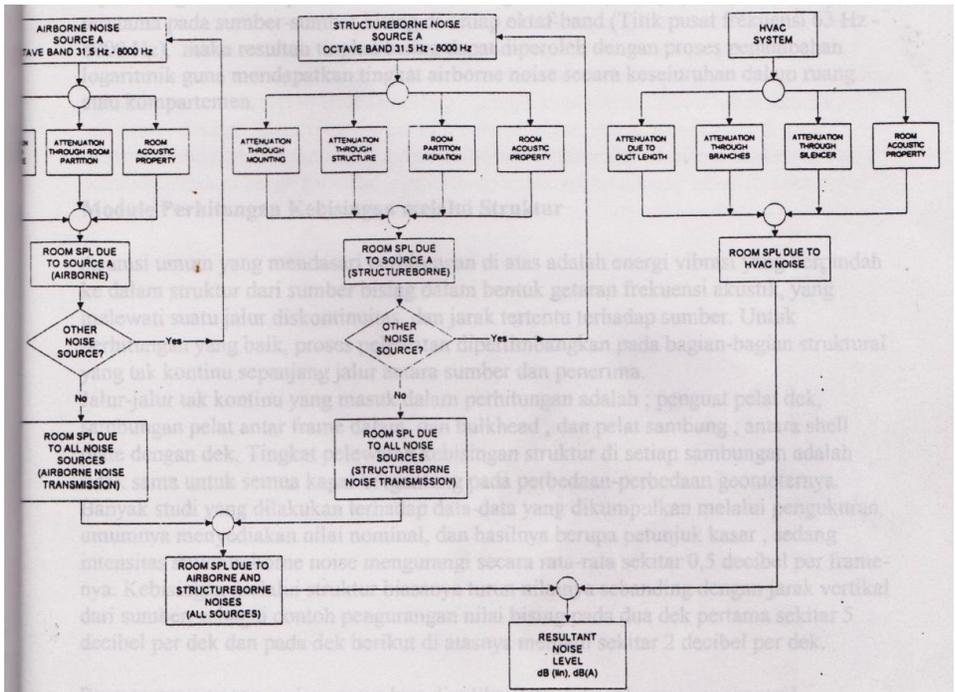
sumber. Dengan tetap berdasar pada data sumber bising, pabrik-pabrik biasanya dapat menyuplai data-data baik secara struktur (structureborne noise) maupun melalui jalur udara (Airborne noise) dari peralatan-peralatan yang dijualnya.

Walaupun data-data tersebut tidak tersedia, input dapat diperoleh dari interpolasi hasil pengukuran dari peralatan tertentu tersebut atau sejenisnya atau dengan cara lain yaitu dapat melakukan proses perhitungan secara empiris. Berdasar data yang didapat oleh penerima bising, sifat-sifat akustik dari struktur, secara normal dapat ditentukan berdasar test laboratorium dan pengukuran lapangan.

Karakteristik jalur transmisi kebisingan merupakan problema yang sulit ditentukan dalam perhitungan tingkat attenuasi dari kebisingan yang timbul melalui struktur. Telah beberapa tahun terakhir ini Llyod Register telah melaksanakan beberapa pengukuran di kapal untuk mempelajari karakteristik tingkat attenuasi dari beberapa tipe konstruksi.

Hasil-hasil eksperimen ini disimpan dalam bank data bersamaan dengan data sumber bunyi dan data penerima bunyi. Dengan alasan banyaknya informasi yang tersedia, metode semi-empiris ini digunakan sebagai basis program prediksi kebisingan yang dimiliki LR.

Berikut ini adalah gambar alur diagram dari program yang dimiliki LR dalam memprediksi tingkat kebisingan. Alur ini terbentuk dari tiga modul mencakup structureborne noise, airborne noise dan HVAC noise secara terpisah (independen). Kelebihan dari alur struktur ini adalah kemudahan dalam mengevaluasi level bising dan sumber bising yang dominan menghasilkan level yang signifikan dapat mudah diidentifikasi.



Gambar Diagram Alur Program Prediksi Kebisingan

IV. Modul Perhitungan Airborne Noise

Perhitungan didasarkan pada asumsi bahwa bising lewat jalur udara secara level tekanan bunyinya dalam ruang penerima bunyinya adalah sebanding dengan efek kombinasi dari tingkat power bunyi (sound power level) dari sumber-sumber bunyi yang signifikan.

Harga angka kehilangan partisi dalam alur transmisi dan sifat akustik dari ruang penerima diperhitungkan dalam proses. Setelah level tingkat tekanan bunyi pada penerima dihitung terutama pada sumber-sumber bising di setiap oktaf-band (Titik pusat frekuensi 63 Hz - 8000 Hz), maka resultan tingkat bising dapat diperoleh dengan proses penambahan logaritmik guna mendapatkan tingkat airborne noise secara keseluruhan dalam ruang atau kompartemen.

V. Module Perhitungan Kebisingan melalui Struktur

Asumsi umum yang mendasari perhitungan di atas adalah energi vibrasi yang berpindah ke dalam struktur dari sumber bising dalam suatu getaran frekuensi akustik, yang melewati suatu jalur diskontinuitas, dan jarak tertentu terhadap sumber. Untuk perhitungan yang baik, proses pelewatan dipertimbangkan pada bagian-bagian struktural yang tak kontinu sepanjang jalur antara sumber dan penerima.

Jalur-jalur tak kontinu yang masuk dalam perhitungan adalah; penguat pelat dek, sambungan pelat antar frame dalam, dan bulkhead, dan pelat sambung, antara shellplate dengan dek. Tingkat pelewatan kebisingan struktur di setiap sambungan adalah tidak sama untuk sebuah kapal bergantung pada perbedaan-perbedaan geometernya. Banyak studi yang dilakukan terhadap data-data yang dikumpulkan melalui pengukuran, umumnya menyediakan nilai nominal, dan hasilnya berupa petunjuk kasar, sedang intensitas strukturborne noise mengurangi secara rata-rata sekitar 0,5 dB per-ramennya. Kebisingan melalui struktur biasanya turun nilainya sebanding dengan jarak vertikal dari sumber, sebagai contoh pengurangan nilai bising pada dua dek pertama sekitar 5 dB per dek dan pada dek berikut di atasnya menjadi sekitar 2 dB per detik.

Proses pengurangan noise secara luas diaplikasikan di kapal guna mengontrol eksisivnya bunyi bising yang terjadi di kapal. Hal itu dilakukan dengan pemasangan mounting pada permesinan, pelapisan lantai/atap, silincer untuk ventilasi luar, dan material-material damping pada struktur-struktur baja. Data pelemahan(attenuation) untuk proses pengurangan harga bising tersebut dapat dilihat pada tabel berikut. Perlu dicatat bahwa proses diatas sangat lah efektif dengan sangat memperhatikan faktor frekuensi.

Tekanan bunyi yang beradiasi melalui permukaan getar dari medan bunyi di setiap ruang dihitung dengan prosedur yang sama dengan proses perhitungan airborne noise, di mana sifat akustik di jalur penerima bising juga dipertimbangkan.

Proses perhitungan tersebut dilakukan berulang kali berdasar rentang frekuensi. Harga resultannya kemudian dapat dievaluasi terhadap harga total airborne noise di ruang yang mana structureborne noise itu terjadi.

VI. Module Perhitungan Kebisingan HVAC

Perhitungannya didasarkan pada pemahaman jalur keluar bunyi pada peralatan sejenis kipas dalam suatu sistem pendingin udara. Kebisingan yang diemisikan dari sisi keluar alat-alat di atas pada ruangan penerima bising tersebut yang mana dipengaruhi oleh besarnya tingkat pelemahan karena faktor; panjangnya ducting, tipe percabangan ducting, besarnya harga aliran udara, dan karakteristik silincer yang dipasang. Kemudian resultan tekanan bunyi di udara dihitung, dengan juga memasukkan harga akustik material. Setelah harga tekanan bunyi karena struktur, udara dan HVAC di area kemudian dalam harga garis linier A-tertentu setiap rentang oktaf frekuensinya.

PENGARUH KEBISINGAN PADA KESEHATAN

Dampak negatif utama yang timbul sebagai akibat dari kebisingan terutama pada aspek kesehatan. Bunyi mendadak yang keras secara cepat diikuti oleh reflek otot di telinga tengah yang akan membatasi jumlah energi suara yang dihantarkan ke telinga dalam. Meskipun demikian di lingkungan dengan keadaan semacam itu relatif jarang terjadi. Kebanyakan seseorang yang terpajan pada kebisingan mengalami pajanan jangka lama, yang mungkin intermiten atau terus menerus. Transmisi energi seperti itu, jika cukup lama dan kuat akan merusak organ korti dan selanjutnya dapat mengakibatkan ketulian permanen.

Kesepakatan para ahli mengemukakan bahwa batas toleransi untuk pemaparan bising selama 8 jam perhari, sebaiknya tidak melebihi ambang batas 85 dBA. Pemaparan kebisinganyang keras selalu di atas 85 dBA, dapat menyebabkan ketulian sementara. Biasanya ketulian akibat kebisingan terjadi tidak seketika sehingga pada awalnya tidak disadari oleh manusia. Baru setelah beberapa waktu terjadi keluhan kurang pendengaran yang sangat mengganggu dan dirasakan sangat merugikan. Pengaruh-pengaruh kebisingan selain terhadap alat pendengaran dirasakan oleh para pekerja yang terpapar kebisingan keras mengeluh tentang adanya rasa mual, lemas, stres, sakit kepala bahkan peningkatan

tekanan darah. Apakah kebisingan dapat menyebabkan perubahan yang menetap seperti penyakit tekanan darah tinggi.

Gangguan kesehatan lainnya selain gangguan pendengaran biasanya disebabkan karena energi kebisingan yang tinggi mampu menimbulkan efek viseral, seperti perubahan frekuensi jantung, perubahan tekanan darah, dan tingkat pengeluaran keringat. Sebagai tambahan, ada efek psikososial dan psikomotor ringan jika dicoba bekerja di lingkungan yang bising. Bising menyebabkan berbagai gangguan pada tenaga kerja. Gangguan kesehatan yang ditimbulkan akibat bising pada tenaga kerja bermacam-macam. Efek atau gangguan kebisingan dapat dibagi menjadi dua yaitu (Siswanto, 1992).

Gangguan fisiologis dapat berupa peningkatan tekanan darah dan penyakit jantung.

Kebisingan bisa direspon oleh otak yang merasakan pengalaman ini sebagai ancaman atau stres, yang kemudian berhubungan dengan pengeluaran hormon stres seperti epinephrine, norepinephrine dan kortisol. Stres akan mempengaruhi sistem saraf yang kemudian berpengaruh pada detak jantung, akan berakibat perubahan tekanan darah. Stres yang berulang-ulang bisa menjadikan perubahan tekanan darah itu menetap. Kenaikan tekanan darah yang terus-menerus akan berakibat pada hipertensi dan stroke.

Gangguan pada indera pendengaran.

Trauma Akustik: Merupakan gangguan pendengaran yang disebabkan pemaparan tunggal (*Single exposure*) terhadap intensitas yang tinggi dan terjadi secara tiba-tiba, sebagai contoh gangguan pendengaran atau ketulian yang disebabkan suara ledakan bom. Hal ini dapat menyebabkan robeknya *membran tympani* dan kerusakan tulang-tulang pendengaran.

Temporary Threshold Shift (TTS) atau kurang pendengaran akibat bising sementara (KPABS). Adalah efek jangka pendek dari pemaparan bising, berupa kenaikan ambang sementara yang kemudian setelah berakhirnya pemaparan terhadap bising akan kembali normal. Faktor

yang mempengaruhi terjadinya TTS adalah intensitas dan frekuensi bising, lama waktu pemaparan dan lama waktu istirahat dari pemaparan, tipe bising dan kepekaan individual.

Permanent Threshold shift (PTS) atau kurang pendengaran akibat bising tetap. Adalah kenaikan ambang pendengaran yang bersifat irreversibel, sehingga tidak mungkin terjadi pemulihan. Ini dapat disebabkan oleh efek kumulatif pemaparan terhadap bising yang berulang selama bertahun-tahun.

Nilai Ambang Batas (NAB) Kebisingan

Kebisingan mengganggu perhatian yang terus menerus dicurahkan. Maka dari itu, tenaga kerja yang melakukan pengamatan dan pengawasan terhadap suatu proses produksi atau hasil dapat melakukan kesalahan-kesalahan. Akibat kebisingan juga dapat meningkatkan kelelahan.

Nilai ambang batas kebisingan mengacu pada Keputusan Menteri Tenaga Kerja No. 51/KEPMEN/1999. Nilai ambang batas ini menggunakan patokan kebisingan ditempat kerja yang dapat diterima tenaga kerja tanpa mengakibatkan penyakit atau gangguan kesehatan dalam pekerjaannya sehari-hari untuk waktu tidak melebihi 8 jam sehari atau 40 jam seminggu.

Intensitas dan Jam Kerja Diperkenankan

Waktu pemaparan sehari	Waktu Intensitas	kebisingan (NAB)
1	Jam	3
8	Jam	85
4	Jam	88
2	Jam	91
1	Menit	94
30	Menit	97
1.5	Menit	100
7.5	Menit	103
3.75	Menit	106
1.88	Menit	109
0.94	Menit	112

Sumber: Keputusan Menteri Tenaga Kerja No. 51/KEPMEN/1999

DAFTAR PUSTAKA

- Baummester, Mechanical Engineer Handbook Six Edition, Mc. Graw Hill, Japan, 1990
- Harrington, L, Marine Engineering handbook, SNAME, New Jersey-USA, 2000
- Rettinger, M., Acoustic Design and Noise Control, Chemical Publishing Co., New York, 1973
- The Institute of Marine Engineers, Transactions, Volume 107, Part 3, England, 1995
- Warring, R.H., Handbook of Noise and Vibration Control, 5 th Edition, Surrey SM4 5EW, England, 1992
- Kementerian Kesehatan Republik Indonesia, Standar Kebisingan

LAMPIRAN I
**KEPUTUSAN MENTERI NEGARA
LINGKUNGAN HIDUP**

NOMOR : KEP-48/MENLH/11/1996 TENTANG BAKU
TINGKAT KEBISINGAN TANGGAL 25 NOPEMBER 1996

BAKU TINGKAT KEBISINGAN	
Peruntukan Kawasan/ Lingkungan Kegiatan	Tingkat Kebisingan dB (A)
a. Peruntukan Kawasan	
1. Perumahan dan Pemukiman	55
2. Perdagangan dan Jasa	70
3. Perkantoran dan Perdagangan	65
4. Ruang Terbuka Hijau	50
5. Industri	70
6. Pemerintahan dan Fasilitas Umum	60
7. Rekreasi	70
8. Khusus:	
- Bandar Udara	
- Stasiun Kereta Api	
- Pelabuhan Laut	70
- Cagar Budaya	60
b. Lingkungan Kegiatan	
1. Rumah Sakit atau sejenisnya	55
2. Sekolah atau sejenisnya	55
3. Tempat ibadah atau sejenisnya	55

Keterangan:

*) disesuaikan dengan ketentuan Menteri Perhubungan

LAMPIRAN II
**KEPUTUSAN MENTERI NEGARA
LINGKUNGAN HIDUP**

**NOMOR : KEP-48/MENLH/11/1996 TENTANG BAKU
TINGKAT KEBISINGAN TANGGAL 25 NOPEMBER 1996**

**METODA PENGUKURAN, PERHITUNGAN DAN
EVALUASI TINGKAT KEBISINGAN LINGKUNGAN**

1. Metoda Pengukuran

Pengukuran tingkat kebisingan dapat dilakukan dengan dua cara:

1. Cara Sederhana

Dengan sebuah *sound level meter* biasa diukur tingkat tekanan bunyi dB(A) selama 10 (sepuluh) menit untuk tiap pengukuran. Pembacaan dilakukan setiap 5 (lima) detik.

2. Cara Langsung

Dengan sebuah *integrating sound level meter* yang mempunyai fasilitas pengukuran L_{TM5} , yaitu L_{eq} dengan waktu ukur setiap 5 detik, dilakukan pengukuran selama 10 (sepuluh) menit.

Waktu pengukuran dilakukan selama aktifitas 24 jam (L_{SM}) dengan cara pada siang hari tingkat aktifitas yang paling tinggi selama 16 jam (L_S) pada selang waktu 06.00 - 22.00 dan aktivitas dalam hari selama 8 jam (L_M) pada selang 22.00 - 06.00.

Setiap pengukuran harus dapat mewakili selang waktu tertentu dengan menetapkan paling sedikit 4 waktu pengukuran pada siang hari dan pada malam hari paling sedikit 3 waktu pengukuran, sebagai contoh:

- o L1 diambil pada jam 07.00 mewakili jam 06.00 - 09.00
- o L2 diambil pada jam 10.00 mewakili jam 09.00 - 11.00
- o L3 diambil pada jam 15.00 mewakili jam 14.00 - 17.00
- o L4 diambil pada jam 20.00 mewakili jam 17.00 - 22.00
- o L5 diambil pada jam 23.00 mewakili jam 22.00 - 24.00
- o L6 diambil pada jam 01.00 mewakili jam 24.00 - 03.00
- o L7 diambil pada jam 04.00 mewakili jam 03.00 - 06.00

Keterangan :

- L_{eq} : Equivalent Continous Noise Level atau Tingkat Kebisingan Sinambung Setara ialah nilai tingkat kebisingan dari kebisingan yang berubah-ubah (fluktuatif) selama waktu tertentu, yang setara dengan tingkat kebisingan dari kebisingan yang ajeg (steady) pada selang waktu yang sama. Satuannya adalah dB(A).
- L_{TMS} = L_{eq} dengan waktu sampling tiap 5 detik
- L_S = L_{eq} selama siang hari
- L_M = L_{eq} selama malam hari
- L_{SM} = L_{eq} selama siang dan malam hari

Metode Perhitungan

(dari contoh)

L_S dihitung sebagai berikut:

$$L_S = 10 \log 1/16 \{T1.10^{0,1 L1} + \dots + T4.10^{0,1 L4}\} \text{ dB(A)}$$

L_M dihitung sebagai berikut:

$$L_M = 10 \log 1/8 \{T5.10^{0,1 L5} + \dots + T7.10^{0,1 L7}\} \text{ dB(A)}$$

Untuk mengetahui apakah tingkat kebisingan sudah melampaui tingkat kebisingan maka perlu dicari nilai L_{SM} dari pengukuran lapangan. L_{SM} dihitung dari rumus:

$$L_{SM} = 10 \log 1/24 \{16.10^{0,1 L_S} + 8.10^{0,1 (L_M+5)}\} \text{ dB(A)}$$

Metode Evaluasi

Nilai L_{SM} yang dihitung dibandingkan dengan nilai baku tingkat kebisingan yang ditetapkan dengan toleransi + 3 db(A)