
UNIVERSITI SAINS MALAYSIA

Second Semester Examination
Academic Session 2008/2009
*Peperiksaan Semester Kedua
Sidang Akademik 2008/2009*

April/May 2009
April/Mei 2009

EMM 322/3 – Noise & Vibration
Hingar & Getaran

Duration : 3 hours
Masa : 3 jam

INSTRUCTIONS TO CANDIDATE:
ARAHAN KEPADA CALON :

Please check that this paper contains **TEN (10)** printed pages, **THREE (3)** pages appendix and **SIX (6)** questions before you begin the examination.

*Sila pastikan bahawa kertas soalan ini mengandungi **SEPULUH (10)** mukasurat bercetak, **TIGA (3)** mukasurat lampiran dan **ENAM (6)** soalan sebelum anda memulakan peperiksaan.*

Answer **FIVE (5)** questions.

*Jawab **LIMA (5)** soalan.*

Appendix/Lampiran :

1. Fundamental Equations in Vibration [1 page/mukasurat]
2. Figure Q5[b] : Equal Loudness Curves
Table Q5[c] : Attenuation associated with weighting filters [1 page/mukasurat]
3. Table Q6[b] : Sound absorption coefficient
Figure Q6[b] : Optimum Reverberation Time at 500 Hz
Table Q6[b] : Optimum Reverberation Time T/T_{500} [1 page/mukasurat]

Answer all questions in **English** OR **Bahasa Malaysia** OR a combination of both.

*Calon boleh menjawab semua soalan dalam **Bahasa Malaysia** ATAU **Bahasa Inggeris** ATAU kombinasi kedua-duanya.*

Each question must begin from a new page.

Setiap soalan mestilah dimulakan pada mukasurat yang baru.

Q1. [a] A railroad car of mass 2000 kg travelling at a velocity 10 m/s is stopped at the end of the tracks by a spring-damper system, as shown in Figure Q1[a]. The stiffness of the spring is 40 N/mm and the damping constant is 20 N-s/mm. The bumper of the car is modeled to have elastic stiffness of 60 N/mm and damping constant 30 Ns/mm.

- (i) Draw the free body diagram of the system when the car engages the spring-damper system and determine the equation of motion.
- (ii) Determine the maximum displacement of the car after engaging the springs and damper.
- (iii) You want to reduce the time to reach the maximum displacement by half. Show, by way of calculations, how to do this. State the final value(s) of any parameter(s) that should be modified.

Sebuah kepala keretapi berjisim 2000 kg yang bergerak dengan halaju 10 m/s dihentikan di hujung landasan oleh sebuah sistem spring-peredam seperti yang tertera di Rajah Q1[a]. Kekakuan spring ialah 40 N/mm dan pekali redaman peredam 20 N-s/mm. Bumper kepala keretapi itu dianggap mempunyai kekakuan spring 60 N/mm dan pekali redaman peredam 30 N-s/mm tentukan:

- (i) *Lukis gambarajah jasad bebas sistem di atas ketika kepala keretapi melekat pada sistem spring-peredam dan tentukan persamaan pergerakan.*
- (ii) *Tentukan anjakan maksima kepala keretapi itu selepas ia melekat pada spring dan peredam.*
- (iii) *Anda ingin mengurangkan masa yang diambil untuk sampai kepada anjakan maksima itu sebanyak setengah. Tunjukkan, dengan cara pengiraan, bagaimana ia ditentukan. Berikan nilai akhir bagi sebarang parameter yang perlu diubah.*

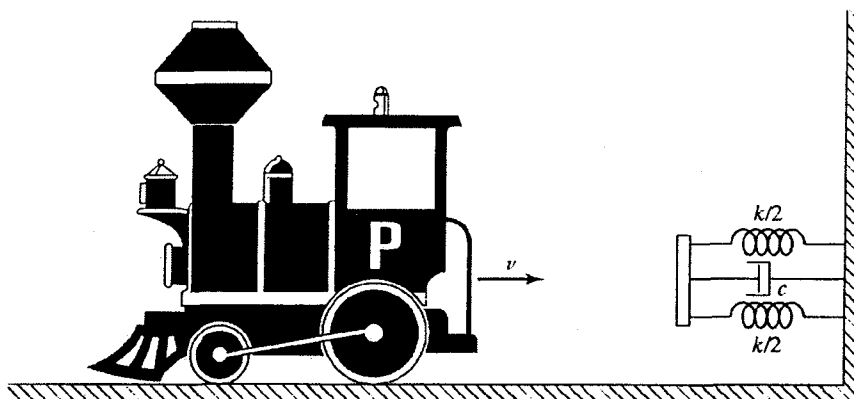


Figure Q1[a]
Rajah S1[a]

(60 marks/markah)

- [b] One of the tail rotor blades of a helicopter has an unbalanced mass m of 0.5 kg at a distance 0.15 m from the axis of rotation, as shown in Figure Q1[b]. The tail section $A-B$ has a length of 4 m, a mass of 230 kg, and a flexural stiffness of 2.5 MN-m^2 . The mass of the tail rotor blades including their drive system is 30 kg.
- Draw the free body diagram of the tail section specifying the equivalent spring stiffness k .
 - Derive the steady-state forced response of the tail section when the blades rotate at N rpm. Assume zero damping.
 - Determine the steady-state forced response of the tail section if $N = 1350$ for the case of damping ratio 0.02.

Salah satu bilah rotor ekor sebuah helikopter mempunyai jisim tak seimbang m 0.5 kg pada jarak 0.15 m dari paksi putaran, seperti yang tertera di dalam Rajah S1[b]. Bahagian ekor $A-B$ mempunyai panjang 4 m, jisim 230 kg, dan kekakuan lenturan 2.5 MN-m^2 . Jisim bilah-bilah rotor ekor itu termasuk sistem pemacu ialah 30 kg.

- Lukis rajah badan bebas bahagian ekor itu dengan perincian kekakuan setara spring k .*
- Terbitkan tindak balas mantap paksaan bahagian ekor itu jika bilah-bilah berputar pada N rpm. Andaikan tiada redaman.*
- Tentukan tindak balas mantap paksaan bahagian ekor itu jika $N = 1350$ bagi kes nisbah redaman 0.02.*

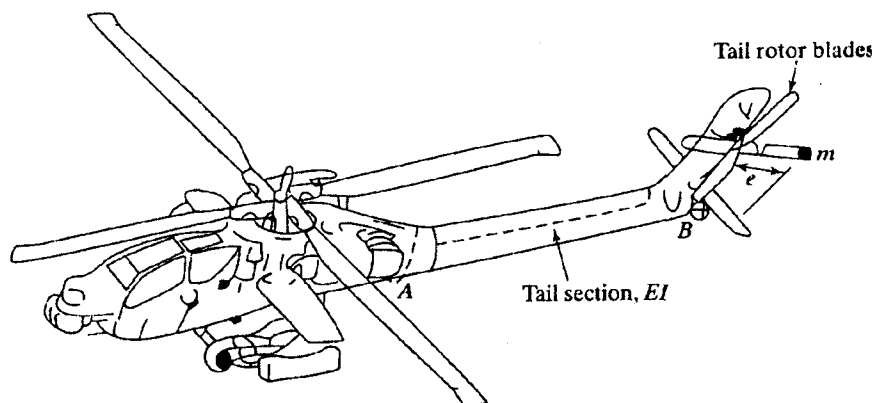


Figure Q1[b]
Rajah S1[b]

(40 marks/markah)

Q2. [a] An off-shore oil rig is subjected to a harmonic sea waves described by acceleration, as shown in Figure Q2[a].

- (i) Determine the steady-state motion of the oil rig.
- (ii) Determine the horizontal harmonic displacement of the rig when $Z = 50 \text{ m/s}^2$. Assume the mass of the rig is $1 \cdot 10^6 \text{ kg}$ and the equivalent stiffness of the columns as 90 MN/m ; $f = 1 \text{ Hz}$, and:
 $z(t = 0) = \dot{z}(t = 0) = x(t = 0) = \dot{x}(t = 0) = 0$.

Sebuah pelantar minyak luar pantai dikenakan ombak laut yang boleh dijelaskan dengan pecutan harmonik seperti yang tertera di dalam Rajah S2[a].

- (i) Tentukan pergerakan mantap pelantar.
- (ii) Tentukan anjakan mengufuk harmonik lantai jika $Z = 50 \text{ mm/s}^2$. Andaikan jisim pelantar $1 \cdot 10^6 \text{ kg}$ dan kekakuan setara tiang-tiang 90 MN/m ; $f = 1 \text{ Hz}$, dan:
 $z(t = 0) = \dot{z}(t = 0) = x(t = 0) = \dot{x}(t = 0) = 0$.

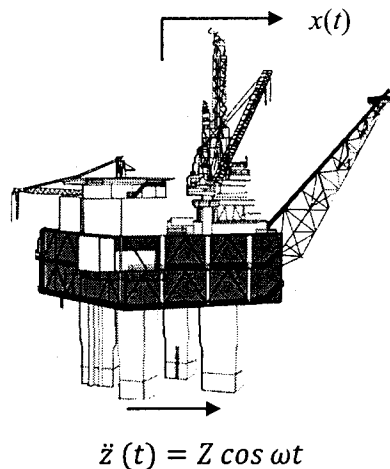


Figure Q2[a]
Rajah S2[a]

(40 marks/markah)

- [b] The landing gear of an airplane can be idealized as the spring-mass-damper system. If the runway surface is described as $y(t) = y_0 \cos \omega t$,
- (i) Determine the values of spring stiffness k and damping coefficient c that limit the amplitude of vibration of the airplane (x) to 0.1 m. Assume mass $m = 10000$ kg, $y_0 = 0.2$ m, and $\omega = 150$ rad/s.
 - (ii) Prove, by way of calculation, that there exists a speed at which the damping constant has no effect on the amplitude of the vibration of the airplane.
 - (iii) Determine the speed you prove in (ii) in km/h for the wavelength of 2 m for the runway.

Sebuah gear pendaratan bagi sebuah pesawat boleh dianggap sebagai sistem spring-jisim-peredam. Jika permukaan landasan diberikan sebagai $y(t) = y_0 \cos \omega t$.

- (i) *Tentukan nilai-nilai kekakuan spring k dan pekali redaman c yang menghadkan amplitud getaran kapal terbang (x) kepada 0.1 m. Andaikan $m = 10000$ kg, $y_0 = 0.2$ m and $\omega = 150$ rad/s.*
 - (ii) *Buktikan, dengan pengiraan, bahawa terdapat kelajuan di mana tiada nilai pekali redaman yang berkesan terhadap amplitud getaran pesawat.*
 - (iii) *Tentukan nilai kelajuan di dalam km/h bagi kelajuan yang anda buktikan di dalam (ii) bagi panjang gelombang landasan 2 m.*
- (60 marks/markah)

- Q3. [a] The drilling machine shown in Figure Q3[a] can be modeled as a two degree of freedom system as indicated in the figure. The bending stiffness of the column are given by

$$k_{11} = \frac{768 EI}{7 l^3}; \quad k_{12} = k_{21} = -\frac{240 EI}{7 l^3}; \quad k_{22} = \frac{96 EI}{7 l^3};$$

- (i) Draw free body diagram of m_1 and m_2

Determine:

- (ii) the stiffness matrix and the mass matrix
- (iii) the characteristic equation of the system
- (iv) the natural frequencies of the system for the case of $m_1 = 20$ kg, $m_2 = 60$ kg, $l = 2$ m, $EI = 20$ MN-m²
- (v) the mode shapes of the system (sketch)
- (vi) the amplitude of vibration of m_1 if a transverse harmonic force $F_t = \sin t$ acts on m_2 .

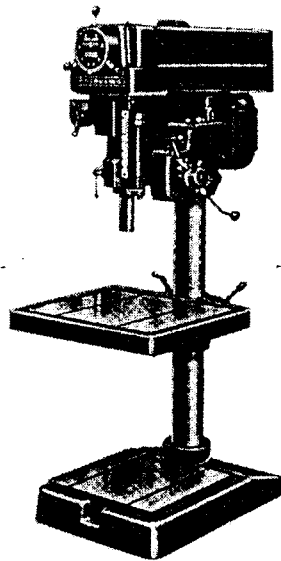
Sebuah mesin gerudi yang tertera di dalam Rajah Q3[a] boleh dimodel sebagai sistem dua darjah kebebasan seperti yang ditunjukkan di dalam rajah itu. Kekakuan lentur tiang diberikan sebagai

$$k_{11} = \frac{768 EI}{7 l^3}; \quad k_{12} = k_{21} = -\frac{240 EI}{7 l^3}; \quad k_{22} = \frac{96 EI}{7 l^3};$$

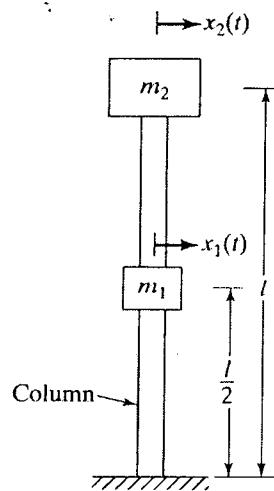
(i) Lukis rajah jasad bebas bagi m_1 dan m_2 .

Tentukan:

- (ii) matriks kekakuan dan matriks jisim
- (iii) persamaan ciri sistem
- (iv) frekuensi-frekuensi jati sistem bagi kes $m_1 = 20 \text{ kg}$, $m_2 = 60 \text{ kg}$, $l = 2 \text{ m}$, $EI = 20 \text{ MN-m}^2$
- (v) bentuk-bentuk mod sistem (lakarkan)
- (vi) amplitud getaran jisim m_1 jika daya harmonik melintang $F_t = \sin t$ bertindak ke atas m_2 .



(a)



(b)

Figure Q3[a]
Rajah S3[a]

(70 marks/markah)

- [b] One of the most remarkable modern engineering feats is the design and construction of the dynamic vibration absorber in Taipei 101 tower, whose major component is a 700,000 kg orb to protect the tower from earthquakes and typhoons (see Figure Q3[b]).

By way of 2-DOF model, free body diagram, and relevant plots, explain the principles of this absorber system.

Salah satu pencapaian kejuruteraan moden yang terunggul ialah rekabentuk dan pembangunan peredam getaran dinamik pada menara Taipei 101 di mana sebuah bebola seberat 700,000 kg digunakan untuk melindungi menara dari gempa bumi dan taufan (lihat Rajah S3[b]).

Dengan menggunakan model 2 darjah kebebasan, gambarajah jasad bebas, serta plot-plot yang berkaitan, terangkan prinsip-prinsip sistem redaman ini.

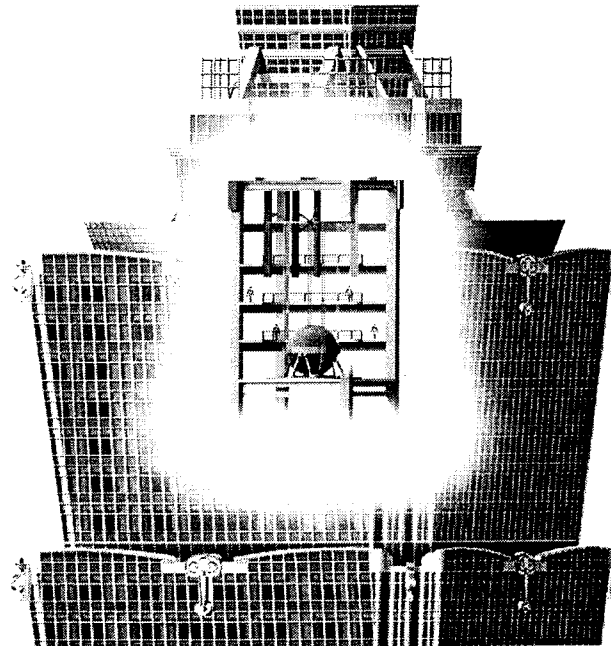


Figure Q3[b]

Rajah S3[b]

(30 marks/markah)

- Q4. [a] A measurement of acoustic pressure is shown in Figure Q4[a]. If the wave that travelling in air is represented as $p(x,t) = Ae^{j(\omega t - kx)}$, determine the amplitude A , angular velocity ω , wave number k , wavelength λ and the sound pressure level (SPL).

Satu pengukuran tekanan akustik ditunjukkan dalam Rajah Q4[a]. Jika gelombang itu bergerak dalam udara diwakilkan sebagai $p(x,t) = Ae^{j(\omega t - kx)}$, tentukan amplitud A , halaju sudut ω , nombor gelombang k , panjang gelombang λ dan paras tekanan bunyi (SPL).

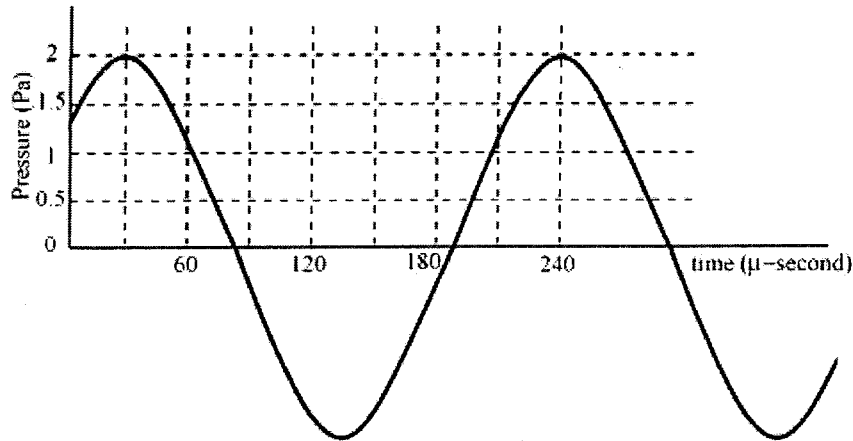


Figure Q4[a]
Rajah S4[a]

(50 marks/50 markah)

- [b] A simplified scheme for sound power measurement is shown in Figure Q4[b]. The source of sound is enclosed in an imaginary cube of the side dimension 1.5 m. It is assumed that all of the sound energy escapes the cube in the form of plane wave propagating in a direction normal to each face, as indicated for one face with sound pressure level (SPL) measurement of 70 dB on the drawing. If the SPL measurements on the other faces are 68, 82, 75 and 60 dB, determine the total sound power emitted by the source.

Rajah S4[b] menunjukkan skema yang dimudahkan bagi satu pengukuran kuasa bunyi. Sumber bunyi tertutup diletakkan dalam kiub khayalan berdimensi sisi 1.5 m. Seperti yang ditunjukkan pada satu permukaan kiub dalam rajah di mana pengukuran paras tekanan bunyi ialah 70 dB, anggapan dibuat bahawa semua tenaga bunyi keluar dari kiub dalam bentuk gelombang satah yang bergerak pada arah normal dengan permukaan. Jika paras tekanan bunyi pada permukaan lain adalah 68, 82, 75 dan 60 dB, tentukan jumlah kuasa bunyi yang dihasilkan oleh sumber.

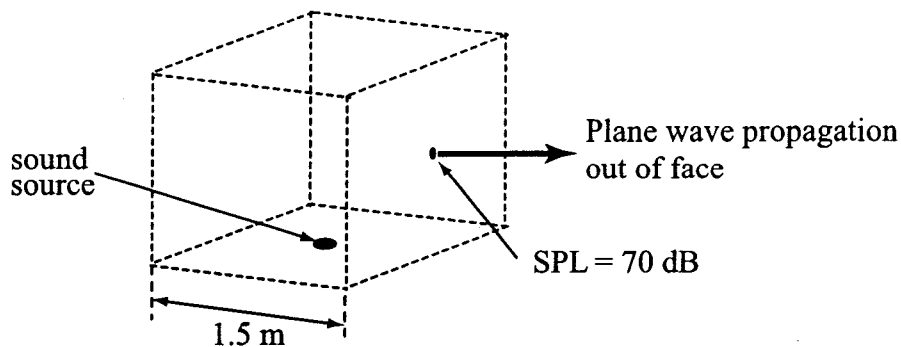


Figure Q4[b]
Rajah S4[b]

(50 marks/markah)

- Q5. [a] An air-condition unit operates with an intensity level, $IL = 73$ dB. If it is operated in a room with an ambient $IL = 68$ dB, calculate the resultant IL .

Sebuah penyaman udara beroperasi dengan paras keamatan, $IL = 73$ dB. Jika ia digunakan di dalam bilik dengan paras keamatan sekitar, $IL = 68$ dB, kirakan paras keamatan paduan.

(20 marks/markah)

- [b] Explain the relation between hearing sensitivity and sound frequencies based on equal loudness curves in Appendix 2.

Huraikan hubungan antara kepekaan pendengaran dan frekuensi bunyi berdasarkan lengkung sama kenyaringan pada Lampiran 2.

(40 marks/markah)

- [c] A result of the A-weighted sound pressure level measurement is shown in Figure Q5[c]. Determine the C-weighted sound pressure level for all components

Satu keputusan pengukuran paras tekanan bunyi dengan pemberat-A ditunjukkan dalam Rajah S5[c]. Tentukan paras tekanan bunyi dengan pemberat-C bagi semua komponen.

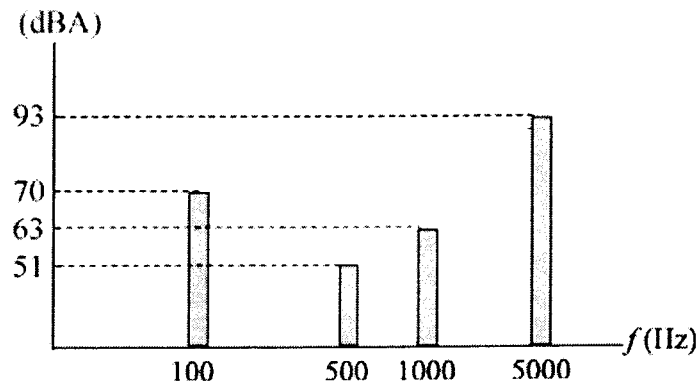


Figure Q5[c]
Rajah S5[c]

(40 marks/markah)

- Q6. [a] Based on the analysis of the direct and reverberant fields, the root mean square sound pressure at a distance r from the source is given by

$$p_{rms}^2 = W \rho_0 c_0 \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right),$$

where W is sound power from the source, $\rho_0 c_0$ is the characteristic impedance, Q is directivity factor and R is room constant. Using this equation, derive an expression of the sound pressure level in terms of the sound power level. Also, explain two important observations from the derived expression.

Berdasarkan analisis medan terus dan medan gema, tekanan punca min kuasa dua bunyi pada jarak r dari sumber diberikan oleh

$$p_{rms}^2 = W \rho_0 c_0 \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right),$$

dimana W ialah kuasa bunyi dari sumber, $\rho_0 c_0$ ialah impedans ciri, Q ialah faktor pengarah dan R ialah pemalar ruang. Menggunakan persamaan ini, terbitkan ungkapan paras tekanan bunyi dalam sebutan paras kuasa bunyi. Seterusnya, terangkan dua pemerhatian penting daripada ungkapan yang diterbitkan.

(40 marks/markah)

- [b] A $(10 \times 25 \times 4) \text{ m}^3$ room has to be used as a lecture room for 200 people. It has two 4 m^2 doors made of thick wood, and 16 glass windows that always open with size of 1.5 m^2 each. Other surfaces are made from concrete. (See Appendix 3)

- (i) Explain what is reverberation time.
- (ii) Determine the reverberation time for 1000 Hz.
- (iii) Explain whether the room is suitable for lecture if there is no acoustic correction.

Sebuah bilik berukuran $(10 \times 25 \times 4) \text{ m}^3$ akan digunakan sebagai bilik kuliah untuk 200 orang. Ada 2 pintu daripada papan tebal berukuran 4 m^2 setiap satu dan 16 tingkap cermin yang sentiasa dibuka berukuran 1.5 m^2 setiap satu. Permukaan-permukaan lain adalah daripada konkrit. (Lihat Lampiran 3)

- (i) Terangkan apa itu masa gema.
- (ii) Tentukan masa gema bagi 1000 Hz.
- (iii) Nyatakan sama ada bilik ini sesuai untuk syarahan jika tiada pembetulan akustik dilakukan.

(60 marks/markah)

Vibration-related Formulas

1. $\zeta = \frac{c}{2\omega_n m}$
2. $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 \cos(\omega_d t) + A_2 \sin(\omega_d t))$
3. $\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$
4. $x_p = X \sin(\omega t - \varphi)$, $X = \frac{F_0/k}{\left((1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2 \right)^{1/2}}$, $\varphi = \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1-r^2}$
5. $\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2}$
6. $TR = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2}$
7. $\frac{mX}{m_0 e} = \frac{r^2}{\left((1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2 \right)^{1/2}}$
8. $A^{-1} = \frac{1}{\det(A)} \begin{bmatrix} d & -b \\ -c & a \end{bmatrix}$
9. $\det(A) = ad - bc$
10. $\delta = \frac{Px^2}{6EI} (3L - x)$
11. $\delta = \frac{wx^2}{24EI} (x^2 - 4Lx - 6L^2)$

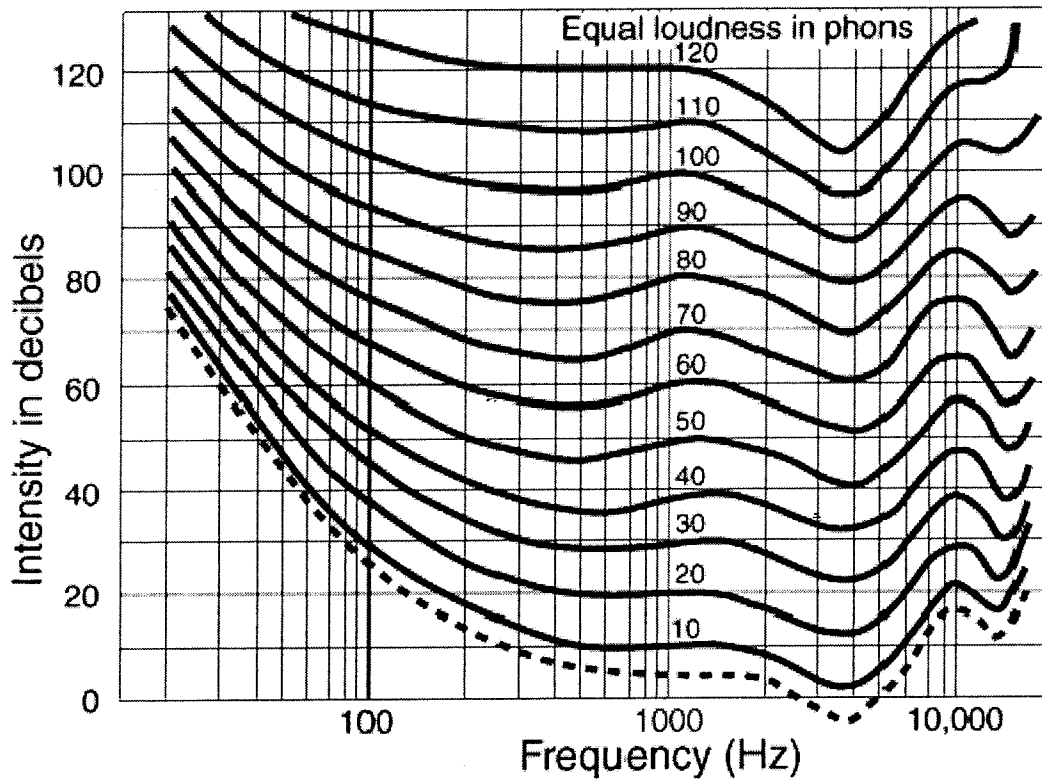


Figure Q5[b]: Equal Loudness Curves
Rajah Q5[b]: Lengkungan Sama Nyaring

Table Q5[c]: Attenuation associated with weighting filters
Jadual Q5[c]: Pengecilan berkaitan tapis memberat

Frequency (Hz)	A weighting (dB)	B weighting (dB)	C weighting (dB)
10	-70.4	-38.2	-14.3
25	-44.7	-20.4	-4.4
50	-30.2	-11.6	-1.3
100	-19.1	-5.6	-0.3
250	-8.6	-1.3	0
500	-3.2	-0.3	0
800	-0.8	0	0
1000	0	0	0
2000	+1.2	-0.1	-0.2
2500	+1.3	-0.2	-0.3
4000	+1.0	-0.7	-0.8
5000	+0.5	-1.2	-2.0
8000	-1.1	-2.9	-3.0

Table Q6[b] Sound absorption coefficient
Jadual S6[b] Pekali penyerapan bunyi

Bahan	Pekali penyerapan α		
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz
Konkrit	0.01	0.02	0.02
Papan tebal	0.18	0.10	0.07
Cermin	0.06	0.04	0.03
Orang dengan kerusi kayu	0.15	0.40	0.45

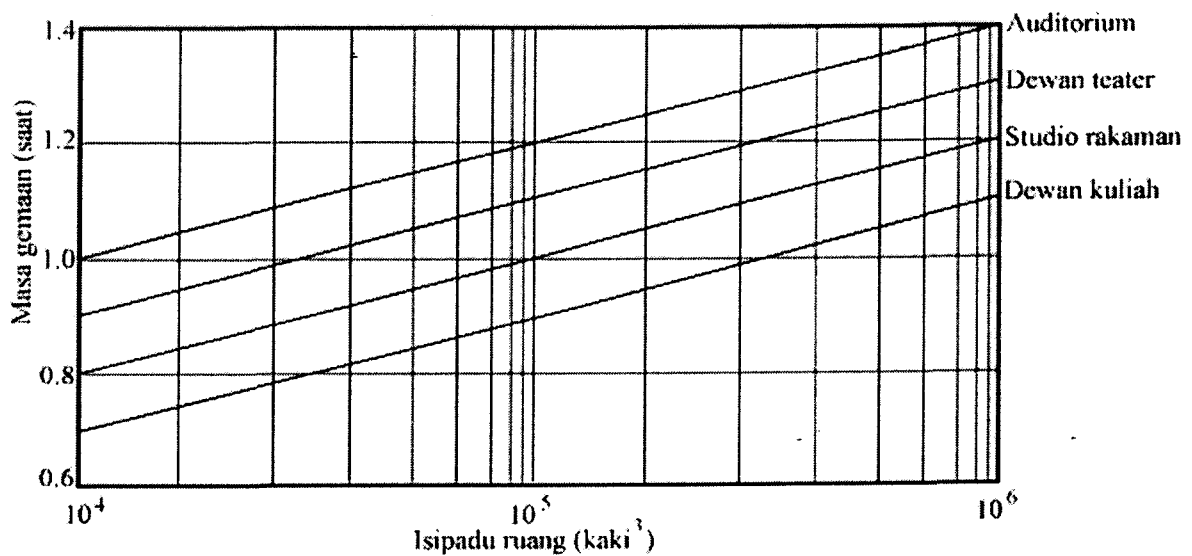


Figure Q6[b]: Optimum Reverberation Time at 500 Hz
Rajah Q6[b]: Masa Gemaan Optimum pada 500 Hz

Table Q6[b]: Optimum Reverberation Time T/T_{500}
Jadual Q6[b]: Masa gemaan optimum T/T_{500}

Frekuensi (Hz)	250	500	1000	2000
T/T_{500} (Ucapan)	1.0	1.0	0.9	0.9
T/T_{500} (Muzik)	1.2	1.0	0.95	0.9