

振动与冲击的 隔离问题

〔苏联〕B. C. 伊尔因斯基著

高永泉译



国防工业出版社

內 容 簡 介

书中研究了仪器及各种設備防止动力作用(振动及冲击)的理論与实际問題, 給出了在实际上常見的一些情况下隔振的計算方法。本书以較多篇幅讲述了彈性隔离元件——減震器, 阐述了它們的工作特性以及用于給定設備时的选择方法。

本书对象是設計无綫电設備及在設計时遇到設備隔振問題的結構工程师, 也可作为設計彈性隔离系統的指南。

ВОПРОСЫ ИЗОЛЯЦИИ ВИБРАЦИИ И УДАРОВ

В. С. Ильинский

СОВЕТСКОЕ РАДИО 1960

*

振动与冲击的隔离問題

高永泉譯

*

國防工業出版社出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第 071 号

新华书店北京发行所发行 各地新华书店經售

国防工业出版社印刷厂印装

*

850×1168 $1/32$ 印張 $3^{15}/16$ 99 千字

1964年10月第一版 1964年10月第一次印刷 印数: 0,001—4,300册

統一書号: 15034·793 定价: (科六) 0.60元

目 录

引言	5
主要符号	6
I. 彈簧支撐系統的固有頻率的确定	7
II. 隔振效率	24
III. 用分析法計算組件隔振的例題	31
IV. 隔声	36
V. 高频振动的隔离	38
VI. 設備在运输时对动力作用的防护	48
VII. 冲击的隔离	55
VIII. 受非周期性冲击脉冲作用时設備減振的計算例題	65
IX. 不稳定振动的隔离	68
X. 对某些类型減震器的使用要求	71
XI. 減震器的結構及主要特性	75
1. 平板式及杯形橡皮金屬減震器 (AH 及 AH型)	75
2. 加固型減震器 (AV型)	87
3. 弧形減震器 (AC型)	87
4. 支柱形減震器 (AH型)	88
5. 支脚形及衬套形橡皮金屬減震器 (AO 及 AB 型)	89
6. 球面橡皮金屬減震器	91
7. 船用橡皮金屬減震器 (AKCG-M 型, 有保护外壳、耐油)	92
8. 无綫电元件用《衬套式》減震器	99
9. 毛毡垫	100
10. 橡皮带	101
11. 橡皮垫及毛毡垫	102

12. 《察益伊》減震器 (ЦАГИ型).....	103
13. 等頻阻尼式減震器 (АД型).....	104
14. 摩擦阻尼式減震器 (АФД型).....	113
15. 全金屬減震器 (MET-L-FLEX型).....	115
16. 減震-限制器	117
附录 I. 几种均质規則几何形体的轉动慣量	118
附录 II. 物体重心的实验确定法	121
附录 III. 物体轉动慣量的实验确定法	122
参考文献	126

引 言

无线电电子设备，特别是专用电子设备，在运用过程中，通常都受到极大的动力作用（振动、冲击负荷等等），这些作用在设备的个别元件上产生很大的机械应力，这就可能破坏设备的正常工作状态或者导致设备的损坏。为了使无线电电子设备或灵敏装置免受振动及冲击过荷，通常采用特殊的弹性元件——减震器。这些减震器安装在被隔离对象与振动的支撑面之间。

根据外负荷的作用特点，可分为对上述动力因素的积极隔振与消极隔振。如果对象本身就是振源，必须将这种振源与支撑基础隔离开来，这就是积极隔振，例如运转着的马达、压缩机、泵、风扇等的隔振。如果需要保护精密机器或灵敏的电子仪表不受支撑基础的振动（基础振动是由运输或其他机器的影响而引起的），这就是消极隔振。

在积极与消极隔振时，根据激振特性可分为周期性的及非周期性的激振。虽然，不论是积极隔振还是消极隔振，从表面上看来，在所有情况下隔振的方法一般是相同的，可是在每种具体情况下对所用减震器的要求却是不同的，这取决于外负荷的作用特点及激振的类型。在本书中主要研究受周期性及在个别情况下受冲击性激振的设备的消极隔振问题。

隔离的设计主要在于选择弹性隔离元件（最好是标准的，并且在经济上是便宜的），并验证其如何对被隔离体配置减震器，可使系统所有六个固有频率均低于激振频率，并与之有一定的数量关系。非常明显，合理隔离必需的前提是预先准确知道系统所有的固有频率，或者能迅速地求得这些频率。

主 要 符 号

符 号	名 称	量 纲
$\delta_1, \delta_2, \delta_3$	被隔离体重心分别在通过物体重心的 X、Y、Z 轴方向上的位移	毫米; 厘米
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$	物体对上述 X、Y、Z 轴的角位移(转角)	弧度; °
c_x, c_y, c_z	减震器在 X、Y、Z 轴方向上的刚度系数	公斤/厘米
m	被隔离体的质量	公斤·秒 ² /厘米
I_x, I_y, I_z	物体对 X、Y、Z 轴的转动惯量及惯性积(离心转动惯量)	公斤·秒 ² ·厘米
I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}		
i_x, i_y, i_z	被隔离体对各轴的惯性半径	厘米
ω	固有振动的角频率	弧度/秒
T	振动周期	秒
h_i	减震器内摩擦系数	公斤·秒/厘米
D	振动的阻尼系数	—
δ	振动的对数衰减率	—
η	振动的隔离系数	—
$\mathcal{D}$	振动的隔离效率	—
p	激振频率	弧度/秒; 赫
N	功率	千瓦; 马力
μ	隔声系数	分贝
E	弹性模量	公斤/厘米 ²
S	横断面积	厘米 ²
ρ	密度	公斤·秒 ² /米 ⁴
V	变形波在弹性元件材料中的传播速度	米/秒
h	弹性元件(减震器)的高度	厘米
m_{ax}	减震器的质量	公斤·秒 ² /厘米
k	减震器受压缩时的刚度系数	公斤/厘米
δ	衰减系数	1/秒
G	载荷, 力	公斤
Δ	变形	厘米
f	物体振动的频率	赫
j	加速度	厘米/秒 ²
A	物体振动的振幅	厘米
τ	冲击脉冲的持续时间	秒
g	重力加速度	厘米/秒 ²

I 彈簧支撐系統的

固有頻率的確定

无約束地裝于由固定基礎支撐的彈性元件上的剛體（被隔離對象）是具有六個自由度的系統，並有六個固有振動頻率。為了避免與激振力的頻率共振，應事先算出系統的固有頻率。假如忽略彈性元件的質量及阻尼，而且認為剛體的位移相當小，那末這一系統的运动可用二階綫性齊次微分方程描述：

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11}\ddot{\delta}_1 + \alpha_{11}\delta_1 + \alpha_{15}\varphi_2 + \alpha_{16}\varphi_3 &= 0, \\ \beta_{11}\ddot{\delta}_2 + \alpha_{22}\delta_2 + \alpha_{24}\varphi_1 + \alpha_{26}\varphi_3 &= 0, \\ \beta_{11}\ddot{\delta}_3 + \alpha_{33}\delta_3 + \alpha_{34}\varphi_1 + \alpha_{35}\varphi_2 &= 0, \\ \beta_{41}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{45}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{46}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{24}\delta_2 + \alpha_{34}\delta_3 + \alpha_{44}\varphi_1 & \\ + \alpha_{45}\varphi_2 + \alpha_{46}\varphi_3 &= 0, \\ \beta_{45}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{55}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{56}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{15}\delta_1 + \alpha_{35}\delta_3 + \alpha_{45}\varphi_1 & \\ + \alpha_{55}\varphi_2 + \alpha_{56}\varphi_3 &= 0, \\ \beta_{46}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{56}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{66}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{16}\delta_1 + \alpha_{26}\delta_2 + \alpha_{46}\varphi_1 & \\ + \alpha_{56}\varphi_2 + \alpha_{66}\varphi_3 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ ——剛體重心分別在 X, Y, Z 軸方向上的位移， X, Y, Z 軸是原點位於剛體重心的固定直角坐標系；

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ——剛體對上述各軸的轉角；

c_x, c_y, c_z ——彈性元件（減震器）在各軸方向上的剛度係數；

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \sum c_x, & \alpha_{16} &= -\sum c_x y, & \alpha_{35} &= -\sum c_z x, \\ \alpha_{22} &= \sum c_y, & \alpha_{24} &= -\sum c_y z, & \alpha_{45} &= -\sum c_z xy, \\ \alpha_{33} &= \sum c_z, & \alpha_{26} &= \sum c_y x, & \alpha_{46} &= -\sum c_y xz, \\ \alpha_{15} &= \sum c_x z, & \alpha_{34} &= \sum c_y y, & \alpha_{56} &= -\sum c_x yz, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{44} &= \Sigma(c_z y^2 + c_y z^2), \quad \beta_{11} = m, \quad \beta_{66} = J_z, \\ \alpha_{55} &= \Sigma(c_x x^2 + c_z z^2), \quad \beta_{44} = J_x, \quad \beta_{45} = -J_{xy}, \\ \alpha_{66} &= \Sigma(c_x x^2 + c_y y^2), \quad \beta_{55} = J_y, \quad \beta_{56} = -J_{yz}, \\ &\quad \beta_{46} = -J_{xz};\end{aligned}$$

$J_x, J_y, J_z, J_{xy}, J_{xz}, J_{yz}$ ——刚体对通过其重心的 X, Y, Z 轴的转动惯量及惯性积。这时平面 XY 平行于配置弹性支架的平面，但 X, Y 轴的方向可根据计算方便自由选取； x, y, z 是减震器在 X, Y, Z 坐标系中配置的座标。

微分方程组 (1) 的特解具有以下形式：

$$\begin{aligned}\delta_1 &= A_1 \cos(\omega t + \psi), \quad \varphi_1 = A_4 \cos(\omega t + \psi), \\ \delta_2 &= A_2 \cos(\omega t + \psi), \quad \varphi_2 = A_5 \cos(\omega t + \psi), \\ \delta_3 &= A_3 \cos(\omega t + \psi), \quad \varphi_3 = A_6 \cos(\omega t + \psi),\end{aligned}$$

式中 $A_1, A_2, \dots, A_6$ ——常数；

ω ——角频率；

ψ ——振动的初相角。

将这些解代入 (1)，可得下面的齐次代数方程组：

$$\begin{aligned}(\alpha_{11} - \beta_{11}\omega^2)\delta_1 + \alpha_{15}\varphi_2 + \alpha_{16}\varphi_3 &= 0, \\ (\alpha_{22} - \beta_{11}\omega^2)\delta_2 + \alpha_{21}\varphi_1 + \alpha_{26}\varphi_3 &= 0, \\ (\alpha_{33} - \beta_{11}\omega^2)\delta_3 + \alpha_{34}\varphi_1 + \alpha_{35}\varphi_2 &= 0, \\ \alpha_{24}\delta_2 + \alpha_{34}\delta_3 + (\alpha_{44} - \beta_{44}\omega^2)\varphi_1 + (\alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2)\varphi_2 + \\ &\quad + (\alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2)\varphi_3 = 0, \\ \alpha_{15}\delta_1 + \alpha_{35}\delta_3 + (\alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2)\varphi_1 + (\alpha_{55} - \beta_{55}\omega^2)\varphi_2 + \\ &\quad + (\alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2)\varphi_3 = 0, \\ \alpha_{16}\delta_1 + \alpha_{26}\delta_2 + (\alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2)\varphi_1 + (\alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2)\varphi_2 + \\ &\quad + (\alpha_{66} - \beta_{66}\omega^2)\varphi_3 = 0.\end{aligned}$$

这一方程组，当其行列式等于零时，有异于零的解，即 $\Delta =$

$$= \begin{vmatrix} \alpha_{11} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ 0 & \alpha_{22} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & \alpha_{24} & 0 & \alpha_{26} \\ 0 & 0 & \alpha_{33} - \beta_{11}\omega^2 & \alpha_{34} & \alpha_{35} & 0 \\ 0 & \alpha_{24} & \alpha_{34} & \alpha_{44} - \beta_{44}\omega^2 & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 \\ \alpha_{15} & 0 & \alpha_{35} & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{55} - \beta_{55}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 \\ \alpha_{16} & \alpha_{26} & 0 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 & \alpha_{66} - \beta_{66}\omega^2 \end{vmatrix}$$

后一方程 ($\Delta = 0$) 称为频率方程。

展开这一行列式, 可得 ω^2 的六次方程式:

$$A\omega^{12} + B\omega^{10} + C\omega^8 + D\omega^6 + E\omega^4 + F\omega^2 + G = 0, \quad (2)$$

式中 $A, B, \dots, G$ ——常系数。

方程式 (2) 的根 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_6$ 是系统的六个固有振动频率。不用计算机或简便的近似法对此方程求解是极为费力的事。但是在许多特殊情况下 (在实际上却是极常见的), 被隔离系统固有频率的求解可以大大简化。现在研究其中某些情况。

第一种情况 在设计隔振时, 总是力求在平衡状态时被隔离体没有倾斜, 即支持被隔离体的所有减震器的行程相同。为此必须满足下列条件

$$\alpha_{34} = \alpha_{35} = 0。$$

如果这时所有减震器的系数 c_x 彼此相等, 则方程 (1) 中之第三式与其他各式无关, 并具有以下形式

$$\beta_{11}\ddot{\delta}_3 + \alpha_{33}\delta_3 = 0。$$

由此直接确定出固有频率之一, 这一频率对应于沿 Z 轴方向的垂直振动。

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\alpha_{33}}{\beta_{11}}}。 \quad (3)$$

其余的固有频率值由剩下的五个方程式求解。

第二种情况 假设除了条件 $\alpha_{34} = \alpha_{35} = 0$ 以外, 尚满足条件 $c_x = c_y$, 并且所有减震器位于同一平面内, 即

$$\alpha_{16} = \alpha_{26} = \alpha_{46} = \alpha_{56} = 0,$$

$$\alpha_{11} = \alpha_{22},$$

$$\alpha_{15} = \alpha_{24},$$

此外并满足条件

$$\beta_{45} = \beta_{46} = \beta_{56} = \alpha_{45} = 0,$$

这就是说 X , Y , Z 轴是被隔离体的中心惯性主轴, 故方程组 (1) 分为四个独立方程组, 形式如下:

$$\beta_{11}\delta_3 + \alpha_{33}\delta_3 = 0, \quad (4a)$$

$$\beta_{66}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{66}\varphi_3 = 0, \quad (4b)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11}\ddot{\delta}_1 + \alpha_{11}\delta_1 + \alpha_{15}\varphi_2 &= 0, \\ \beta_{55}\ddot{\varphi}_2 + \alpha_{15}\delta_1 + \alpha_{55}\varphi_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4c)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11}\ddot{\delta}_2 + \alpha_{22}\delta_2 + \alpha_{24}\varphi_1 &= 0, \\ \beta_{44}\ddot{\varphi}_1 + \alpha_{24}\delta_2 + \alpha_{44}\varphi_1 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4d)$$

沿 Z 轴垂直振动的频率由 (3) 式求得

绕 Z 轴的绕心振动的频率由方程式 (4b) 确定, 它等于

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{\alpha_{66}}{\beta_{66}}}. \quad (5)$$

平面 XZ (图 1) 内复合振动的频率 ω_3 和 ω_4 可用由关系式 (4b) 导出的下式求得:

$$\begin{aligned} \beta_{11}\beta_{55}\omega^4 - (\beta_{11}\alpha_{55} + \beta_{55}\alpha_{11})\omega^2 + \alpha_{11}\alpha_{55} - \\ - \alpha_{15}^2 = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

平面 YZ (图 2) 内复合振动的频率 ω_5 和 ω_6 可用由关系式 (4d) 导出的下式求得

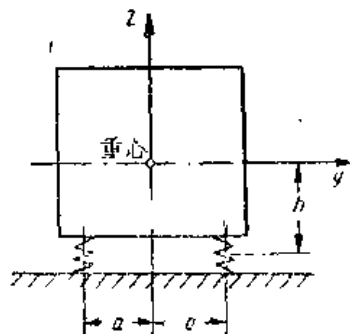
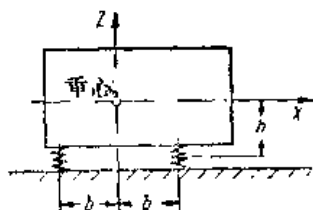


图 1 被隔离体在 XZ 平面内的投影。 图 2 被隔离体在 YZ 平面内的投影。

$$\beta_{11}\beta_{44}\omega^4 - (\beta_{11}\alpha_{44} + \alpha_{22}\beta_{44})\omega^2 + \alpha_{22}\alpha_{44} - \alpha_{24}^2 = 0, \quad (7)$$

当把被隔离体安装于四个点（减震器）上——这是实际中最常见的情况，——由方程（6）、（7）所决定的复合振动的固有频率 $\omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6$ ，可由简单明了的图解法确定。这种方法就是利用类似于莫尔电压图的圆图法。为此，方程式（6）及方程式（7）可变为下式

$$\omega^4 - (\alpha + \gamma)\omega^2 + \alpha\gamma - \frac{\beta^2}{i_{y,x}^2} = 0 \quad (8)$$

这里，对于方程式（6）：

$$\alpha = \frac{\alpha_{11}}{\beta_{11}} = \frac{\Sigma c_z}{m},$$

$$\gamma = \frac{\alpha_{55}}{\beta_{55}} = \frac{\Sigma(c_z x^2 + c_x y^2)}{I_y} = \frac{h^2 \Sigma c_x + b^2 \Sigma c_z}{m i_y^2},$$

$$\beta = \frac{h \Sigma c_x}{m}.$$

对于方程式（7），则：

$$\alpha = \frac{\alpha_{22}}{\beta_{11}} = \frac{\Sigma c_y}{m},$$

$$\gamma \pm \frac{\alpha_{44}}{\beta_{44}} = \frac{y^2 \Sigma c_x + x^2 \Sigma c_y}{I_x} = \frac{a^2 \Sigma c_z + h^2 \Sigma c_y}{m i_x^2},$$

$$\beta = \frac{h \Sigma c_y}{m}.$$

取两个相互垂直的轴 β/i 和 α, γ （图3），通过坐标为 $(\gamma, \beta/i)$ 的 P 点画一圆，圆心位于坐标为 $(\frac{\gamma+\alpha}{2}; 0)$ 的 M 点。圆与横坐标轴的交点 A，B 的横坐标定出两个相互有关

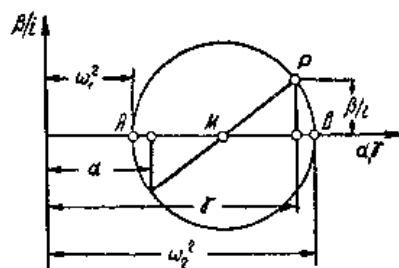


图3 求系统固有频率的圆图。

● 式中，原书为 i_y^2 ，应为 $i_{y,x}^2$ 。——译者注

● 式中，原书为 $c_x x^2$ ，应为 $c_x x^2$ 。——译者注

的頻率 ω_1^2 及 ω_2^2 (在第一种情况下是 ω_3, ω_4 , 在第二种情况下是 ω_5, ω_6)。

用圓圖法解頻率方程的优点是其直觀性, 这种图解能直接观察系統参数 $b, c_z/c_x, h, i$ 任意变化的結果。

例如, 假設圓的直径等于 $\alpha + \gamma$ (当 $b = 0$ 或 $i = \infty$ 时, 这是可能的), 則 $\omega_1 = 0$ 。这就是說系統不稳定。当 $h = 0$ 时 (对应于消除了相互联系) 頻率 ω_1 和 ω_2 皆成为独立的頻率。

$$\omega_x = \sqrt{\alpha}, \quad \omega_{0\gamma} = \omega_x \frac{b}{i_y} \sqrt{\frac{c_x}{c_y}} \ominus$$

这就是說, 两个相互有关的运动变成頻率 为 ω_x 沿 X 軸的純纵向振动及頻率 为 $\omega_{0\gamma}$ 繞重心的純繞心振动。

自然, 这里对平面 XZ 所作的討論同样适用于平面 YZ。

假設在被隔离系統上作用以周期性的激振力, 其頻譜分布于較寬的頻率范圍內, 为了保証高的隔振效率, 被隔离系統的六个固有頻率, 或至少那些在共振时能导致不良后果的頻率, 应力求彼此相等或近于相等。

适当地选择減震器的剛度及其相互位置, 可以使得固有頻率相等。

根据对圓圖或方程式 (8) 的研究可知, 为了消除頻率間的相互联系, β 或 h 值应等于零。当 $\beta = h = 0$ 及 $b = i_y, \omega_x = \omega_y$ 时, 圓圖縮为一点。此外, 假如減震器的剛度不論在垂直方向还是在水平方向均相同, $c_z = c_y = c_x$, 則 $\omega_x = \omega_y = \omega_z$, 即所有三个固有頻率彼此相等。这些討論对于平面 YZ 同样有效。由此得出图 4 所示的被隔离体的彈性支架結構。

若減震器的剛度在 X, Y, Z 軸方向彼此相等, 同时滿足条件 $b^2 + a^2 = i_x^2$, 則繞 Z 軸的繞心振动的固有頻率也等于其他固有頻率。这样, 被隔离系統的所有六个固有頻率相等。因此, 假如

● 原书为 $\sqrt{\frac{c_z}{c_y}}$, 应为 $\sqrt{\frac{c_x}{c_y}}$ 。——譯者注

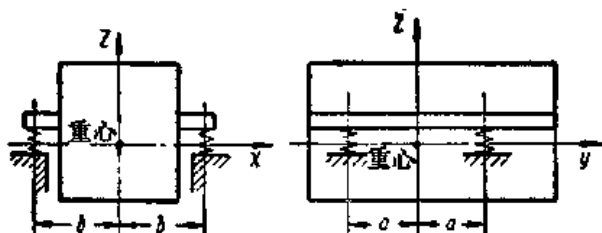


图4 当系统固有频率彼此相等，即 $b = i_y$ ， $a = i_z$ ， $h = 0$ ， $c_x = c_y = c_z$ 时，设备隔离示意图。

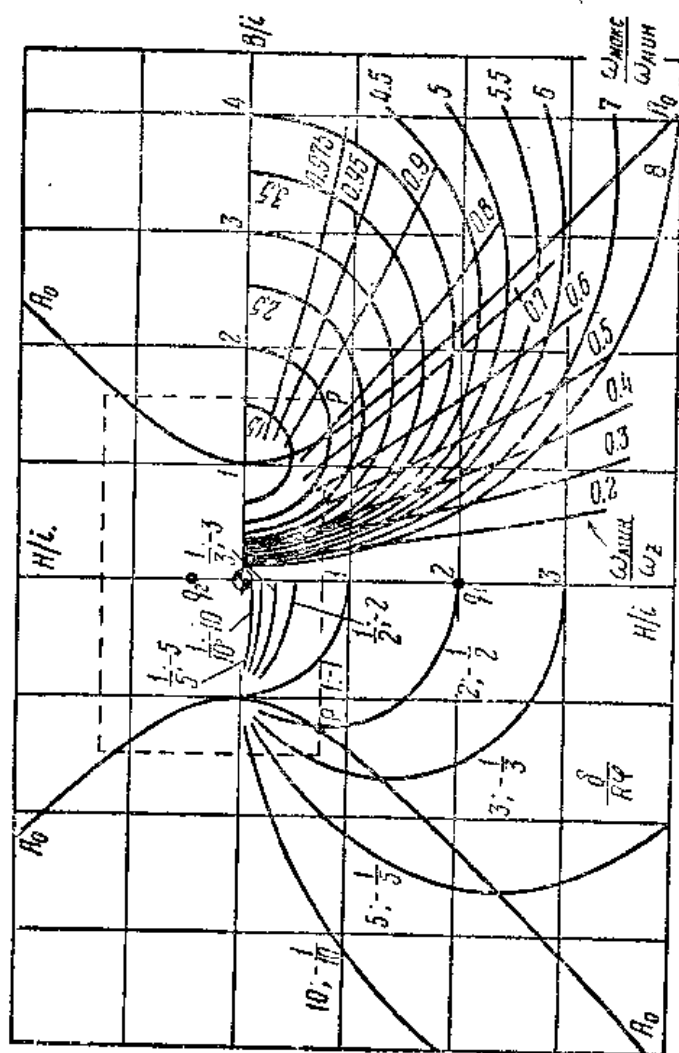
满足上述条件，那末在计算被隔离系统的共振时，只要确定任何一个固有振动的频率（例如，垂直固有振动的频率 ω_1 ），并且对此频率能得到有效地隔离就行了。这时，自然能保证其余频率的隔振效率。

但是，实际上不一定能满足条件 $i_x^2 + i_y^2 = i_z^2$ 及 $h = 0$ 。或者由于结构原因，或者因为必须按给定物体位置隔离现有的设备、机器或仪器，故一般不具备这些条件。

实际上多半必须把物体直接装在减震器上，减震器放在前者的底下，因而不具备上述条件。这时，设备的固有频率彼此差别很大，而且不一定对所有频率都满足有效的隔离。在这种情况下，根据图5所示的图表，被隔离体的固有频率很容易用图解法定出。

图表是被隔离体三个惯性主轴之中的两个相交形成的座标面。在座标面上绘出了频率方程的图解，这些图解是在被隔离体有不同参数，并且减震器在垂直及水平方向有相同的刚度系数时得到的。沿座标轴 H/i 及 B/i 的尺寸对应于缩小为 $1/i$ 的被隔离体的尺寸，这里 i 是物体对垂直于图面的第三惯性主轴的惯性半径。

为了利用图表确定固有频率，被隔离体的两个投影先缩小为 $\frac{1}{i}$ ，并画在描图纸上，轮流放在图上，使物体重心及其惯性主轴分别与图表的座标原点及轴 H/i 和 B/i 相重合，这时，被隔离



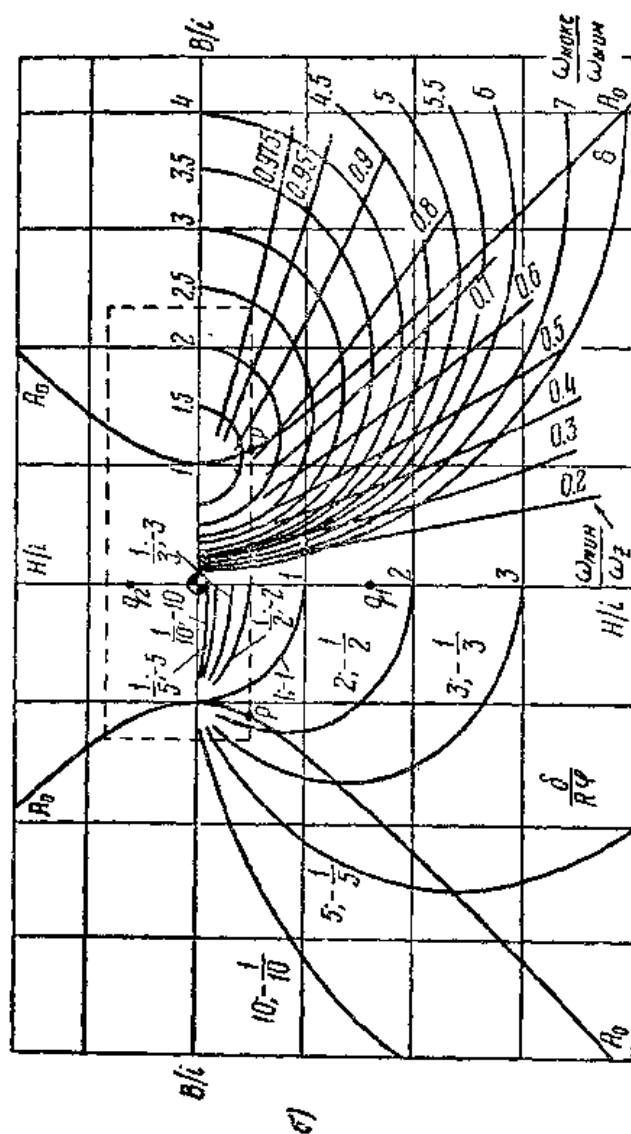


图 5 用图解法确定被隔离体固有频率的图表，被隔离体装在四个对称放置的减

震器上，减震器在垂直及水平方向有相同的刚度；

α —被隔离体第二个侧投影； δ —被隔离体第一个侧投影。

体基底与曲线 $\frac{\omega_{\text{мин}}}{\omega_z}$ 及 $\frac{\omega_{\text{макс}}}{\omega_{\text{мин}}}$ 的交点给出这些比值相应的几个数值。这时，垂直振动的固有频率由 (3) 式确定，而绕 Z 轴的绕心振动的固有频率由下式确定

$$\omega_{0x} = \omega_z \frac{\sqrt{B_x^2 + B_y^2}}{i_z},$$

式中 $B_x = i_y \left(\frac{B}{i} \right)_{\text{图}}; \quad B_y = i_x \left(\frac{B}{i} \right)_{\text{图}};$

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}; \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{m}}; \quad i_z = \sqrt{\frac{I_z}{m}}.$$

利用图表不仅能迅速求得被隔离体的固有频率，而且它还指出应该怎样放置减震器才可使固有频率的差别最小。为此，必须把减震器放在被隔离体基底与曲线 A_0-A_0 的交点 P 上。

图 5 中图表的用法举例

要求确定组件的固有振动频率，组件安装在四个减震器上，减震器应这样配置于组件下面，即使其所有六个固有频率彼此尽量接近 (图 6)。减震器在垂直及水平方向的刚度系数相同，组件垂直的固有振动频率等于 $\omega_z = 63.3 \text{ 秒}^{-1}$ 。

将组件投影 I 的所有尺寸减小为 $\frac{1}{i_y}$ ，把它画在图 5 6 的图表中，为使比值 $\frac{\omega_{\text{макс}}}{\omega_{\text{мин}}}$ 最小，把减震器放在 P 点。这时，频率比值为

$$\frac{\omega_{\text{мин}}}{\omega_z} = 0.83; \quad \frac{\omega_{\text{макс}}}{\omega_{\text{мин}}} = 1.6.$$

$$B_x = 12 \times 1.11 = 13.3.$$

由此得

$$\omega_{\text{мин}} = 0.83 \times 63.3 = 52.5 \text{ 秒}^{-1},$$

$$\omega_{\text{макс}} = 1.6 \times 52.5 = 84 \text{ 秒}^{-1}.$$

此外，可利用图表确定节点 q_1, q_2 (组件以频率 $\omega_{\text{макс}}$ 及 $\omega_{\text{мин}}$ 绕之迴转)。在左方方格中对于所得 P 点可读出组件重心绕节点 q_1, q_2 转动的半径。在本例中， $R = \frac{\delta}{\varphi_i} = 1.6$ 和 $-1/1.6$ 。

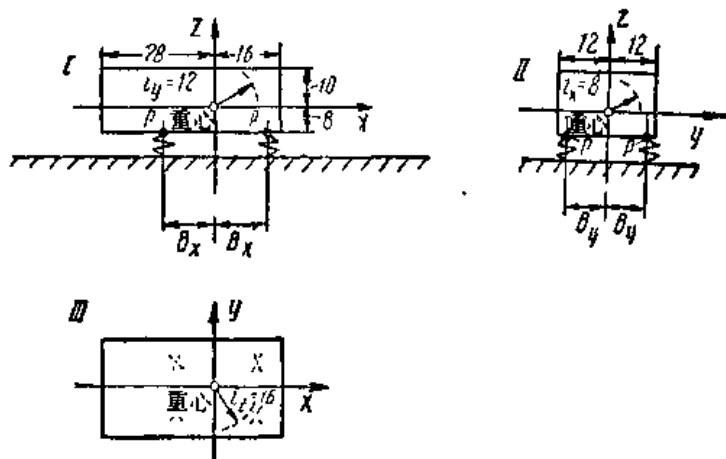


图6 利用图5曲线的计算例题附图。

前者对应于 $\omega_{\text{мин}}$ ，后者对应于 $\omega_{\text{макс}}$ 。

用类似的方法将组件投影 II 的所有尺寸减小为 $1/i_x$ ，然后把它画在图 5 a 的图表中。减震器放置于 P 点。频率比值 $\frac{\omega_{\text{мин}}}{\omega_z} = 0.79$ ； $\frac{\omega_{\text{макс}}}{\omega_{\text{мин}}} = 2$ ； $B_y = 1.25 \times 8 = 10$ 。由此得 $\omega_{\text{мин}} = 0.79 \times 63.3 = 50 \text{秒}^{-1}$ ； $\omega_{\text{макс}} = 2 \times 50 = 100 \text{秒}^{-1}$ 。

节点坐标 $q_1 = +2$ ； $q_2 = -0.5$ 。

绕 Z 轴的绕心振动的固有频率：

$$\omega_{0z} = \omega_z \sqrt{\frac{B_x^2 + B_y^2}{i_z}} = 63.3 \cdot \sqrt{\frac{13.3^2 + 10^2}{16}} = 65.8 \text{秒}^{-1}。$$

于是我们得到了被隔离组件的下列固有振动频率值：

$$\omega_1 = 63.3；\omega_2 = 65.8；\omega_3 = 52.5；$$

$$\omega_4 = 84；\omega_5 = 50 \text{及} \omega_6 = 100 \text{秒}^{-1}。$$

在所研究的例题中是把被隔离体装在四个对称放置的减震器上，而减震器在垂直及水平方向有相同的刚度系数。假如减震器的刚度在上述方向上不同时，就不能再用图 5 中的曲线了。在这种情况下，如用图解法求出在平面 XZ 及平面 YZ 内的复合振动的固有频率，必须利用图 7 中所给出的图表。

这一图表中的曲线是当被隔离系统有不同参数时频率方程的