

管箱式空气预热器的振动及消振方法

中国科学院北京力学研究所十二室振动组

提 要 我们应用声波导理论，介释了预热器振动中一些长期不理解的现象，並提出一种比国内外常用的隔板消振法简易的屏风式壁板消振法，这种方法初次在东方红炼油厂取得良好的效果，预热器的噪音从 126 分贝下降到 83 分贝，预热器的风量提高了 30% 左右。

一、前 言

为了提高原有发电设备的能力，就需要加大供应燃烧的空气流量，气流速度的增加往往导致管箱式空气预热器的剧烈振动，因而无法提高发电量。

预热器振动的特点是振动剧烈，噪音特大，可达 140 分贝以上，使人难以忍受，並振裂预热器的壁板，一旦起振后，无法用加大风量的办法来避开剧振。

我国在 1963 年开始对空气预热器振动进行了研究 [1]。认为当气体以流速 v 流经预热器管子时，在管子的二侧左右交替地剥落旋涡（见图一），一般称为卡门旋涡，因而产生了横向于气流的脉动压力，这为预热器的振源。卡门旋涡的频率 f_k 由下式给出

$$f_k = S_t \frac{v}{d} \quad (1)$$

其中 S_t ，为斯特罗哈常数， d 为管子直径，斯特罗哈数与管子排列方式有关。

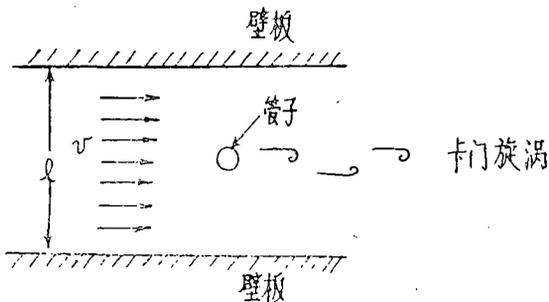


图 1、卡门旋涡（管子直径为 d ）

预热器四周有壁板，一对壁板与管子垂直，另一对壁板与管子平行，后者和预热器振动有密切的关系（见图一画的壁板），这一对壁板之间气室的各阶次驻波频率 f_c 一般可由下式计算：

$$f_c = m \frac{C}{2l} \quad (2)$$

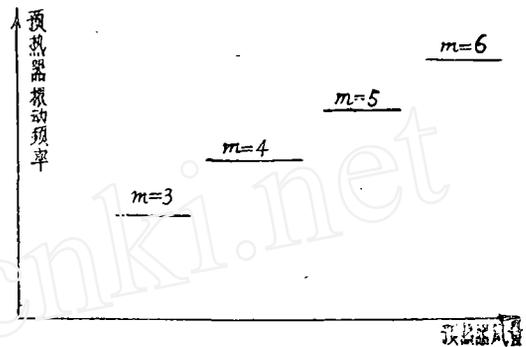
其中 m 为驻波的阶次

C 为声波在气体中的传播速度

1 为壁板之间的距离

在预热器箱中虽然有几千根管子，但因为管子的直径 d ，远远小于声波的波长，管子不能阻止声波的传播。

当气体流经预热器管群产生了卡门旋涡，卡门旋涡的声压是与流速的六次方成正比 [2] 所以当流速增加时，卡门旋涡的能量急骤上升。卡门旋涡频率与流速成正比，当卡门旋涡频率达到了预热器壁板之间气室的某一阶驻波频率时，而旋涡又有足够的功率，就可使预热器产生剧烈的共振，一旦壁板之间气室形成了强烈的驻波，这个脉动气压在管群中振荡，又导致另一种脉动旋涡的产生，其脉动频率由护板间气室的这一阶驻波频率决定。在预热器振动中，这种按驻波频率脉动的旋涡往往占主导地位，也就是说，一旦预热器起振后，卡门旋涡不再占主导地位，预热器的振动频率不随流速上升，而停留在某一阶驻波频率上。如果流速继续上升超过一定速度后，卡门旋涡的功率急骤上升，又占了主导地位，当卡门旋涡频率到达预热器壁板间气室的更高一阶的驻波频率时，预热器的振动频率就跳跃到高一阶的驻波频率，从此预热器振动的频率就停留在高一阶的驻波频率上。所以预热器的振动频率一般是壁板间气室的各阶驻波频率 (见图二)



(图 2)

哈尔滨锅炉厂第一级空气预热器的振动频率 [1]

$m = 3、4、5、9$ 为壁板间气室的第三、四、五、六阶驻波

过去的消振办法是提高壁板之间气室的驻波频率，把原来的气室分隔成为若干小气室，每个小气室的第一阶驻波频率都高于最大风量下的卡门旋涡的频率。因此卡门旋涡无法与气室共振。

十多年来，这种隔板消振法一直是行之有效的，但是这种方法必须抽去一排排管子，施工比较费时。也使预热器的传热效率略有下降。

近年来，国外对斯特罗哈数进行了研究，用实验测出管子不同排列方式的斯特罗哈数，他们仍然采用隔板法来消除预热器的振动，不过把气室分隔成为若干个不等分的小气室，因此隔板数目可少些 [3、4]。

虽然现在已有消除预热器振动的方法，但还不能解释一些预热器振动的现象，例如：

1、预热器的管箱不仅是一排管子而是由几千根管子组成，也就是说，预热器内有几千个点声源，壁板之间气室驻波是怎样形成的？

2、风量略小于振风量，预热器运行正常，只要风量一达到起振风量，预热器马上就产生巨大噪音和振动，这和一般的机械共振不一样，为什么？

3、在连通罩内加隔板，（连通罩为连接各级管箱的通道），消振效果不显著，而

把隔板加在管箱里效果就很好，为什么？

4、在某些发电厂的预热器为什么只出现偶次的驻波？

5、在哈尔滨锅炉厂预热器的某些试验中，造成预热振动的第四阶驻波总的频率不是恒值，而是随着风量的上升而连续增加，频率范围从 94Hz 连续升上到 140 Hz，这种现象也一直没有得到解释

(见图三)

我们认为运用波导学的理论 [5] 可以解释上述一些预热器振动的现象，因此，提出了一种比隔板法更为简单的消振方法。

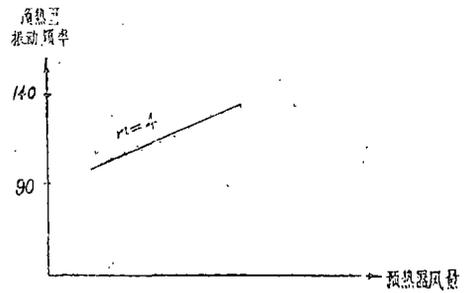


图3、预热器第四阶驻波频率随风量连续上升 (见文献一)

二、波导学理论在空气预热器振动上的应用

波导学是研究声波怎样在波导里传播的理论。管箱式预热器的管群里的脉动压力是复杂的，但我们可以把它整体地看成为一个脉动压力场而不按几千个点声源来处理，这个脉动压力场的主要脉动频率为 ω 。这个脉动压力场可在预热器矩形风道中运动，我们把风道看成为一种波导，现在让我们用波导学理论来解释预热器的振动现象。

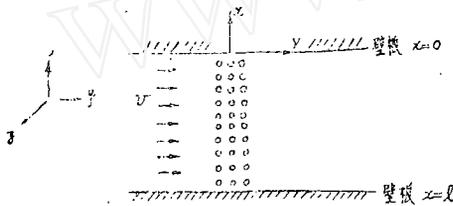


图4、典型空气预热器

管箱式预热器一般有 1 至 4 级，现取任一级预热器作为典型例子 (见图四) 由于预热器管群的排列是整齐的，只有垂直于管群的平面上有卡门旋涡，为 X-Y 平面中的柱面波，我们假定流速沿 Z 方向无变化，所以管群里的卡门旋涡可以简化为一个二维的问题。由于驻面波可以看成是由不同入射角 α 的平面波组成

[6]，因此，我们可以先了解平面波是怎样预热器壁板之间气室里运动的，再进一步解释预热器的振动现象。

在平行于管群的一对壁板之间，设有平面波 ϕ_i ，在气体介质中以声速 c 传播，H K 为平面波前进线 (见图五)，其运动方程为

$$\frac{\partial^2 \phi_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial y^2} = \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial t^2} \quad (3)$$

在垂直于 H K 前进线的任一平面中， ϕ_i 为一常数，但 ϕ_i 沿 H K 前进线按正弦变化，波长为 $\lambda = \frac{2\pi c}{\omega}$ ， ω 为声波频率。

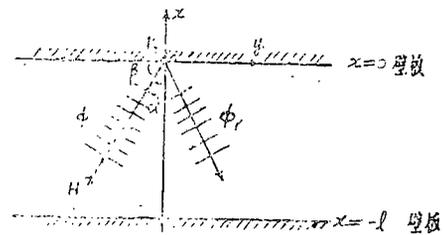


图5、平面波在壁板之间来回反射曲折前进

设平面波入射到壁板的角为 α ，那么运动方程解为

$$\begin{aligned}\phi_i &= A_i e^{-i \frac{\omega}{c} (x \cos \alpha + y \cos \beta - ct)} \\ &= A_i e^{-ik_d x} e^{i(\omega t - k_0 y)}\end{aligned}\quad (4)$$

其中

$$\left. \begin{aligned}k_d &= \frac{\omega}{c} \cos \alpha \\ k_0 &= \frac{\omega}{c} \cos \beta = \frac{\omega}{c} \sin \alpha \\ k_d^2 + k_0^2 &= \left(\frac{\omega}{c}\right)^2\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

$\cos \alpha$ 和 $\cos \beta$ 为 HK 线与 X, Y 轴的余弦。在任何点在 X, Y 方向位移和速度为

$$\left. \begin{aligned}u_i &= \frac{\partial \phi_i}{\partial x}, & v_i &= \frac{\partial \phi_i}{\partial y} \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial x} \right), & & \frac{\partial v_i}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial y} \right)\end{aligned}\right\} \quad (6a)$$

其声波的压力 $P = -\rho \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial t^2} = \rho \omega^2 \phi_i$ (6b)

同样，反射波可用类似形式 ϕ_r 来表示，声波在壁板上反射必须满足壁板上的边界条件，设壁板为刚性，反射波与入射波无相位差，边界条件为：在 $x=0$ 时，垂直于壁板的质点速度必须为零，即

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\phi_i + \phi_r) \right] = 0$$

可推得反射波为

$$\phi_r = A_i e^{ik_d x} e^{i(\omega t - k_0 y)} \quad (7)$$

因此声波场可由下式描述，

$$\begin{aligned}\phi &= \phi_i + \phi_r \\ &= A_i \left(e^{-ik_d x} + e^{ik_d x} \right) e^{i(\omega t - k_0 y)} \\ &= 2A_i \cos k_d x e^{i(\omega t - k_0 y)}\end{aligned}\quad (8)$$

这个合成波 ϕ 要在预热器壁板之间来回反射，还须满足另一个边界条件，即在 $x = -l$ 处（见图五） $\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) = 0$ 。这样

$$\begin{aligned}\sin k_d l &= 0 \\ k_d l &= m\pi \quad m = 0, 1, 2, \dots\end{aligned}\quad (9)$$

代入方程 8 得

$$\phi = 2A_i \cos \frac{m\pi x}{l} e^{i(\omega t - k_0 y)} \quad (10)$$

(1) 让我们讨论方程 10 的物理概念, 平面波要在预热器壁板之间来回反射曲折前进, 入射波与反射波合成的声波场由方程 10 给出, 在这个声波场中, 沿 X 方向总为驻波形式由 $(\cos \frac{m\pi x}{l})$ 项表示, m 为驻波的阶次 (见图六)

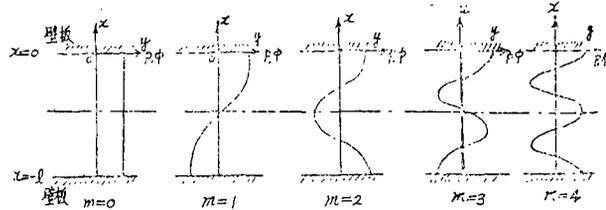


图 6、在预热器壁板之间气室的各阶驻波, (m 为阶次)

以 $m=2$ 的第二阶驻波为例, 在预热器壁板之间气室 $X = \frac{l}{4}, \frac{3l}{4}$ 处, 总为驻波的节线, 驻波的幅度沿 Y 方向按正弦变化, 由 $e^{i(\omega t - k_0 y)}$ 表示, 波长为 $\frac{2\pi}{k_0} = \frac{2\pi}{\frac{\omega}{c} \sin \alpha} = \frac{\lambda}{\sin \alpha}$, λ 为声波在无限气体介质中的波长。

(2) 声波是否能在风道中传播是由 k_0 值来决定, k_0 与声波的脉动频率有关, 因为从方程 5 可得,

$$\begin{aligned} k_0 &= \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - (k_d)^2} \\ &= \frac{\omega}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{k_d c}{\omega}\right)^2} \end{aligned} \quad (11)$$

当 $\frac{k_d c}{\omega} = 1$ 时, $k_0 = 0$, 这时的频率叫做截止频率 ω_{c0}

$$k_d = \frac{\omega_{c0}}{c} = \frac{2\pi f_{c0}}{c} \quad (12)$$

代入方程 9

$$\begin{aligned} \frac{m\pi}{l} &= \frac{2\pi f_{c0}}{c} \\ f_{c0} &= \frac{mc}{2l} \end{aligned} \quad (13)$$

这和方程 (2) 一样, 在波导学中, 叫做驻波的截止频率, 因为当声波频率 f 小于 f_{c0} 时驻波形成不了, 讨论如下:

代方程 12 入方程 11

$$k_0 = \pm \frac{\omega}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{\omega_{c0}}{\omega}\right)^2} \quad (14)$$

当 $\omega < \omega_{c0}$ 时 k_0 为 \pm 虚数, 但从方程 10 中可看出 k_0 只可能取负虚数, 方程 (10) 变为

$$\phi = 2 A i \cos \frac{m\pi x}{l} e^{i\omega t} e^{-k_0 y} \quad (15)$$

因此声波沿 $+y$ 方向是按指数衰减, 没有波动。我们也可以另一个角度来理解截止频率的意义, 代 $k_d = \frac{\omega}{c} \cos \alpha$ 入边界条件的方程 (9),

$$\begin{aligned} \left(\frac{\omega}{c} \cos \alpha\right) l &= m\pi \\ \overline{f} \cos \alpha &= \frac{mc}{2l} = f_{c0} \end{aligned} \quad (16)$$

当声波频率小于气室的驻波的截止频率时, $\cos \alpha > 1$, 这是不可能的, 因此形不成驻波, 如果声源的 X 方向压力分布符合壁板间气室的某阶驻波, 而声波的频率又低于该阶驻波的截止频率, 这种较低频率的脉动压力不可能在壁板之间气室内激发起该阶驻波而其声波很快地沿 Y 方向衰减了。

(3) 当声波频率等于某阶驻波的截止频率 $f_{c0} = \frac{mc}{2l}$ 时, $k_0 = 0$, 入射波和反射波刚好满足壁板处的边界条件, 在壁板之间气室刚好形成该阶驻波, 声波场方程 10 变为

$$\phi = 2 A i \cos \frac{m\pi x}{l} e^{i\omega t} \quad (17)$$

从方程 16 可得

$$\cos \alpha = 1 \quad \alpha = 0^\circ \quad (18)$$

即入射角为零度。从上可以看出声波在壁板之间来回反射而不向外传播, 所以卡门旋涡能量源源不断地产生, 这些能量就在管群段积累起来, 形成强烈的驻波, 发生巨大噪声和振动, 而在管群段以外地区无声波运动, 但在实际预热器中有阻尼, 如果阻尼消耗功率足够大, 就不会产生强烈的驻波。

所以在预热器振动中如果风量略小于起振风量, 预热器完全不振也无异常噪音, 运行正常, 只要风量一达到起振风量也就是卡门旋涡频率达到了某阶驻波的截止频率预热器就突然振动起来。

(4) 如果风量继续加大, 声源的频率就超过了该阶驻波的截止频率, 从方程 16 中可以看出, 声波场的边界条件依然可以满足, 该阶驻波不再由 $\alpha = 0$ 的平面波而是由入射角为 α 的平面波形成, α 角由下式给出

$$\cos\alpha = \frac{f_{c0}}{f} \quad (19)$$

预热器管群的柱面波提供了不同入射角 α 的平面波的振源，这就解释了 1963 年哈尔滨试验中第四阶驻波频率随风量连续上升的现象（见图三）

（5）预热器声源的压力分布与造成预热器振动驻波阶次的关系

从波导学观点，我们不再把预热器管群看成为几千个点声源，而是把管群的声源整体地看成一个振动声压场，可用方程 10 的形式表示。

如果预热器声源的沿 X 方向压力分布是对称的，按谐波分析，只可能激发起预热器壁板板间气室的偶次驻波，这就是在一些预热器中观察到的现象 [7]。

如果预热器声源的沿 X 方向压力分布是任意的，按谐波分析可分介为各阶谐波的分量，随着声波频率的上升，将从低阶到高阶逐个地激发起壁板板之间气室的各阶驻波。

用波导学观点不仅说明造成预热器振动的驻波是怎样形成的机理，也说明即在预热器振动中管箱里的卡门旋涡声源及管箱段壁板之间气室的驻波是产生噪音和振动的主要矛盾。在连接各级预热器的连通罩内无管群，只是空腔，没有振源只可以成为一个很好的谐振腔和传播声波的管道。所以只要在管群段采取措施就能有效地消除预热器的振动。

三、消除预热器振动的一种简易措施

从波导学观点来看，我们可以理解预热器振动的一些现象。但是在实际的空气预热器中一旦卡门涡流激发起壁板之间气室的某阶驻波，这阶驻波在预热器管群中来回振荡，反过来会导致管群剥落另一种振动旋涡，在一定的风量范围内，预热器振动频率不随流速上升而是停留在某阶驻波的截止频率上（见图二），所以驻波在预热器振动中起了重大的作用。

以往的隔板消振法是改变壁板之间气室驻波的截止频率，或者使它高于最大风量下的卡门旋涡频率，或者使各小气室的驻波截止频率各各不等，但这种消振措施费工费时。

我们可以从另一个角度来消除振动。由于驻波起重大作用，我们设法使管群壁板之间的气室无法形成强烈驻波，从而消除预热器的振动。

驻波是由二个频率相同，声压幅度相等，但运动方向相反的二个平面波形成的。在卡门旋涡频率达到壁板之间气室驻波，截止频率时，入射角 α 为零的平面波在管群段的壁板之间来回反射不向外传播能量，而卡门旋涡能量不断地输入因此形成强烈的驻波。

我们可以把一侧壁板倾斜，使反射波改变方向，这样声源的能量就可从管群段反射出去，因此反射波和入射波不会在管群段形成强烈的驻波。

例如在东方红炼油厂第一动力厂的空气预热器，在热态运行时，由第四阶驻波造成剧烈振动，频率一直为 128 Hz，将预热器的一侧壁板改建成为屏风式斜板后，如图七所示，噪音从 126 分贝下降到 83 分贝，消振效果很好，消振措施比隔板法简易得

多。

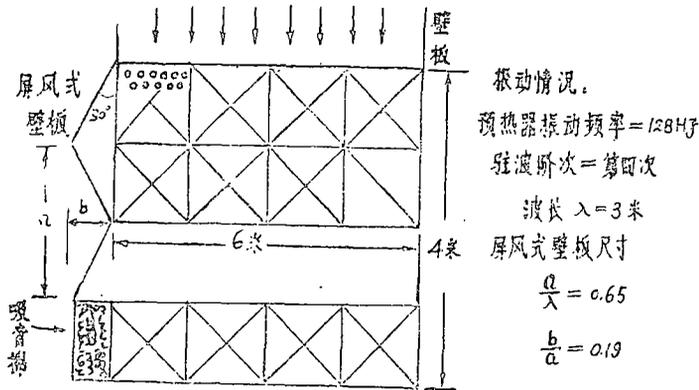


图7、东方红炼油厂空气预热器斜板消振措施
(注：吸音棉也有一定作用但不是主要的)

日本资料介绍当壁板尺寸符合图八所示，实验证明几何声学的反射定理仍然有效，可使反射波散射。

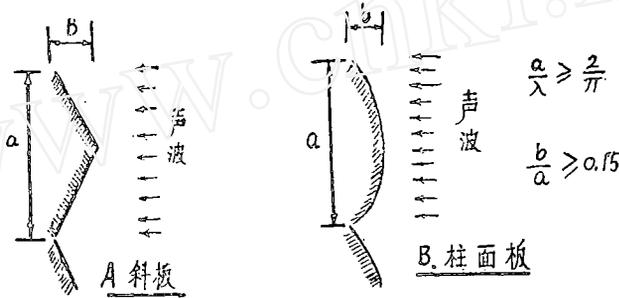


图8、散射屏风板

参考清华大学和物理所混响室的经验，预热器管箱段的一侧壁板宜采用柱面式屏风壁板， $\frac{a}{\lambda} \geq \frac{2}{3}$ $\frac{b}{a} \geq 0.15$ ，即将空气预热器管箱段的一侧壁板改成为图九形式。

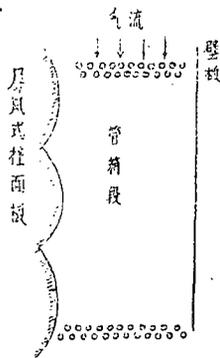


图9、屏式消振壁板

从波导学看来，屏风式壁板是一种很特殊的边界条件，要从数学上推导出运动方程的解是很困难的，但可以通过实验来研究这种边界条件对气体运动的影响。不论怎样，这种柱面式屏风式壁板能散射入射的声波，因而在管箱段形成不了强烈的驻波这就是我们在东方红炼油厂第一动力厂观察到的现象。还有待进一步通过实践，来检验这种屏风式消振壁板的效果。

参 考 文 献

- [1] 哈尔滨锅炉厂空气预热器试验工作组, 75 吨/时锅炉小节距空气预热器消振试验报告 (1963 年 9 月)
- [2] Phillips O.M., The Intensity of Aeolian Tones, JI. of Fluid Mechanics Vol 1. (1956) No. 6, P.607.
- [3] Chen, Y.N., Flow-Induced Vibration, & Noise in Tube Bank Heat Exchangers due to Karman Streets, ASME JI. of Engineering for Industry, V.90 P.134. (1968)
- [4] Ridal, B.F., Experience of Resonant Vibrations on Boiler Plants, Combustion (1972.9)
- [5] 雷伍德, 声波导, 上海科技出版社中译本 (1965 年)
- [6] 梁昆森, 数学物理方法, 人民教育出版社, 316 页 (1960)
- [7] 力学研究所科技研究报告, 东方红炼油厂预热器振动和消振 (1974)
- [8] 日本音响材料协会, 《建筑音响工学》 (日本影印本),