

首钢迁钢高炉仓下反共振振动筛的应用研究

刘杰¹ 马秋彬² 赵靖² 马国庆³

(1. 东北大学 2 首钢迁钢公司, 河北, 064404

3. 朝阳首钢北方机械有限公司)

摘要: 介绍了反共振振动筛的工作原理, 主要结构; 给出了在反共振状态下, 无阻尼和有阻尼时上下质体的振幅及动载荷传递率。成功地将反共振振动筛应用于高炉仓下烧结矿的筛分作业, 与其它振动筛相比较, 反共振振动筛具有节能、环保、经济等一系列优点, 非常适用, 值得在铁厂推广应用。

关键词: 反共振; 振动筛; 环保

Application research on the resonance of vibrating sieve under the blast furnace storehouse of Qian'an Iron & Steel co. .Ltd

Liujie, Maqiubin, Zhaojing, Maguoqing

(1. Northeastern University 2. Shougang Qian'an iron & steel Co., Ltd

3. Chaoyang North Shougang Machinery Co., Ltd)

Abstract: Introduced the working principle of the resonant vibration sieve and the main structure at this article. Given the amplitude and dynamic load delivery rate in the resonant state and no damping and damping state. The successful application of resonant vibration sieve under the blast furnace storehouse with sinter screening of operation, compared with other vibrating screen, the resonance vibrating has many advantages about energy saving, environmental protection and economy saving, it is worth putting into use in iron works.

Key words: the resonance; resonant vibration sieve; environmental protection

1 引言

利用振动完成工艺过程, 就是振动利用工程, 如振动输送、振动筛分、振动选矿、振动成型、振动烘干等等^[5]。所有振动设备都有一个共同之处, 即既要利用振动, 又要防止把振动传给基础, 所以振动设备同时存着如何减振的问题。但振动机械的减振和其它设备的减振有所不同, 因为不能采取措施来抑制振源的振动, 否则对振动设备的振动效能带来很大影响。有些振动机械就是因为引起了厂房的强烈振动而无法投产使用, 因此振动机械的减振问题越来越重要, 所以技术人员开始从减振的角度出发来研制一些新型的振动机械, 反共振振动机械就是在这种情况下提出来的。

反共振振动机械的理论是东北大学刘杰教授在 1995 年意大利米兰召开的第九届机器与机构设计理论国际学术会议上首先提出来的^[3]。于 2007 年获得国家自然科学基金资助, 在校内完成全部试验, 达到实用化程度; 2009 年申报反共振振动筛专利, 同年反共振振动筛实用新型专利

获得批准；2012年5月反共振振动筛发明专利获得批准。

广泛应用于炼铁高炉仓下的筛分设备-振动筛就是典型的振动设备，迁钢高炉原来使用的旧式振动筛为橡胶弹簧减振方式，减振效果较差，对承载振动筛的建筑物有一定的破坏作用，大大缩短了建筑物的寿命，由于激振器安装在筛箱上同时振动，因不良的减振效果使噪音较大，对人体产生不必要的伤害，人员无法在振动筛附近开展工作和交流，且振动筛能源消耗大，对设备本身有巨大的破坏作用，设备寿命短，更换成本高等问题非常突出，相应增加了备件成本和检修成本。

2011年4月14日，迁钢炼铁作业部、东北大学和首钢朝阳北方机械有限公司共同合作，在2#高炉仓下试验采用了一台反共振振动筛，用于烧结矿筛分，这也是中国的第一台实际投入生产运行的反共振振动筛，至2012年8月2日，已连续运行16个月，该振动筛与旧式振动筛相比，噪音明显减小，对结构建筑物振动冲击也明显减小，但筛分效果不减，完全满足物料筛分要求，特点鲜明，值得我们在冶金行业大力推广，特别是大型振动筛的节能、减振和降噪优势更加明显。

2 反共振振动筛的工作原理

反共振振动机械的力学模型和机械网络如图1所示^[1]。图中质体 m_1 是该设备的工作部分，质体 m_2 上装有惯性激振器，称为反共振体，其激振力是简谐力。不考虑阻尼，根据力学模型可直接列出系统的运动方程：

$$\{F\} = [Z]\{B\} \quad (1)$$

式中， $\{F\}$ 为节点力向量幅值， $\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_2 \end{Bmatrix}$ ； $\{B\}$ 为位移列向量幅值， $\{B\} = \begin{Bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{Bmatrix}$ ； $[Z]$ 为位移阻抗矩阵，

$$[Z] = \begin{bmatrix} k_1 - m_1\omega^2 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - m_2\omega^2 \end{bmatrix}。$$

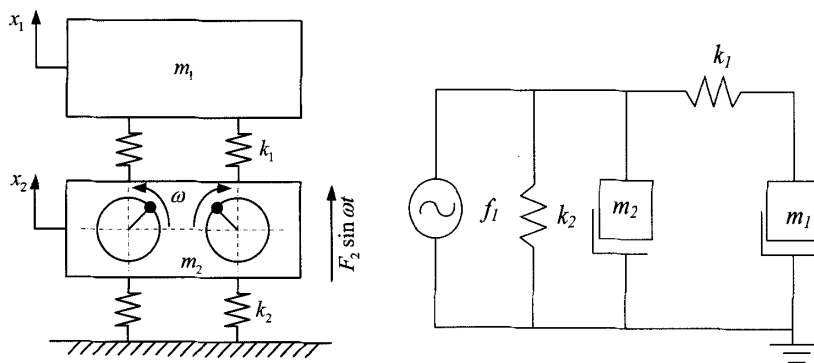


图1 原点反共振振动设备

(a) 力学模型 (b) 机械网络

由式(1)可得^[45-49]:

$$\{B\} = [Z]^{-1} \{F\} = [H] \{F\}$$

式中, $[H]$ 为导纳矩阵, $[H] = [Z]^{-1} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 & k_1 \\ k_1 & k_1 - m_1 \omega^2 \end{bmatrix}$, 而

$$\Delta = \begin{vmatrix} k_1 - m_1 \omega^2 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}. \text{ 因此有}$$

$$\begin{Bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 & k_1 \\ k_1 & k_1 - m_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} k_1 F_2 \\ (k_1 - m_1 \omega^2) F_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

由式(2)可知, 当 $\omega = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ 时, 系统出现反共振现象, 这时 $B_2 = 0$, 而

$$B_1 = -\frac{F_2}{k_1}$$

因为实际系统都存在一定的阻尼, 质体 m_2 的振幅不会为零, 其大小取决于阻尼的大小。这时传给基础的动载荷为:

$$P = B_2 k_2$$

在有阻尼情况下^{[4][7]}

设 m_1 的位移为 x_1 , 阻力系数为 c_1 , m_2 的位移为 x_2 , 阻力系数为 c_2 , 利用动力学定律写出二次隔振系统的振动微分方程组:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_2 - k_1 x_2 = 0 \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_2 - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + c_2 \dot{x}_2 = P \sin \omega t \quad (4)$$

令 $x_1 = A_1 \sin(\omega t - \phi_1) = \bar{A}_1 e^{i\omega t}$, $x_2 = A_2 \sin(\omega t - \phi_2) = \bar{A}_2 e^{i\omega t}$ 其中 $\bar{A}_1$ 、 $\bar{A}_2$ 为复振幅, 代入上式, 解得上下质体复振幅:

$$\bar{A}_1 = \frac{P(k_1^2 - c_1^2 \omega^2 + 2ik_1 c_1 \omega)}{\left[k_1 k_2 - (m_1 k_1 + m_1 k_2 + k_1 m_2 + c_1 c_2) \omega^2 + m_1 \omega^4 m_2 \right] + i \cdot \left[(k_2 - (m_1 + m_2) \omega^2) c_1 \omega + (k_1 - m_1 \omega^2) c_2 \omega \right]} \quad (5)$$

$$\bar{A}_2 = \frac{P(k_1 - m_1\omega^2 + ic_1\omega)}{\left[k_1k_2 - (m_1k_1 + m_1k_2 + k_1m_2 + c_1c_2)\omega^2 + m_1\omega^4m_2 \right] + i \cdot \left[(k_2 - (m_1 + m_2)\omega^2)c_1\omega + (k_1 - m_1\omega^2)c_2\omega \right]} \quad (6)$$

相位角:

$$\phi_1 = \arctan \left\{ \frac{(\omega c_1k_2^2 + \omega^3c_2^2c_1 + \omega^3c_1^2c_2 - 2k_2\omega^3c_1m_2 + \omega^5m_2^2c_1 + k_1^2\omega c_2)}{(m_1\omega^2k_2^2 - k_1^2k_2 - 2\omega^4m_2m_1k_1 - 2\omega^4m_2m_1k_2 + 2\omega^2m_2k_1k_2 + 2\omega^4c_1m_1c_2 - \omega^2c_1^2k_2 - \omega^4m_2^2k_1 + k_1^2\omega^2m_2 + \omega^4c_1^2m_1 + \omega^4c_1^2m_2 + \omega^4c_2^2m_1 + m_1\omega^2k_1^2 - \omega^2c_2^2k_1 - k_1k_2^2 + \omega^6m_2^2m_1 + 2k_1m_1\omega^2k_2)} \right\} \quad (7)$$

$$\phi_2 = \arctan \left[\frac{(\omega^3c_1m_1k_2 - k_1m_1\omega^3c_2 + \omega^3c_1^2c_2 + k_1^2\omega c_2 - \omega^5c_1m_1m_2)}{(k_1k_2m_1\omega^2 - \omega^4m_2m_1k_1 + \omega^4c_1^2m_2 - \omega^2c_1^2k_2 + \omega^4c_1m_1c_2 + m_1\omega^2k_1^2 + \omega^4c_1^2m_1 + k_1^2\omega^2m_2 - k_1^2k_2)} \right] \quad (8)$$

而传递函数 $T_d = \left| \frac{k_2x_2}{f(t)} \right| = \left| \frac{k_2\bar{A}_2e^{i\omega t}}{Pe^{i\omega t}} \right| = \frac{k_2}{P} |\bar{A}_2|$, 将相关各式代入, 得

$$T_d = k_2 \sqrt{\left((k_1 - m_1\omega^2)^2 + c_1^2\omega^2 \right)} \left/ \left\{ \left[k_1k_2 - (k_1m_1 + k_2m_1 + k_1m_2 + c_1c_2)\omega^2 + m_1\omega^4m_2 \right]^2 + \left[(k_2 - (m_1 + m_2)\omega^2)c_1\omega + (k_1 - m_1\omega^2)c_2\omega \right]^2 \right\} \right. \quad (9)$$

因为实际系统的阻尼一般较小, 所以传给基础的动载荷比一般二次隔振系统还要小。反共振振动设备的振幅易受物料变化的影响, 所以还必须对系统进行参数优化, 提出新的设计理论和方法, 必要时采用智能控制措施, 保证振幅的稳定及所需精度。

3 反共振振动筛在高炉仓下筛分作业中的应用

反共振振动筛用于2#高炉仓下的烧结矿筛分, 主要由筛箱(上质体)、反共振体(下质体)、承载车体、主振弹簧、隔振弹簧和激振器等部分组成。高炉仓下反共振振动筛的应用如图2所示。

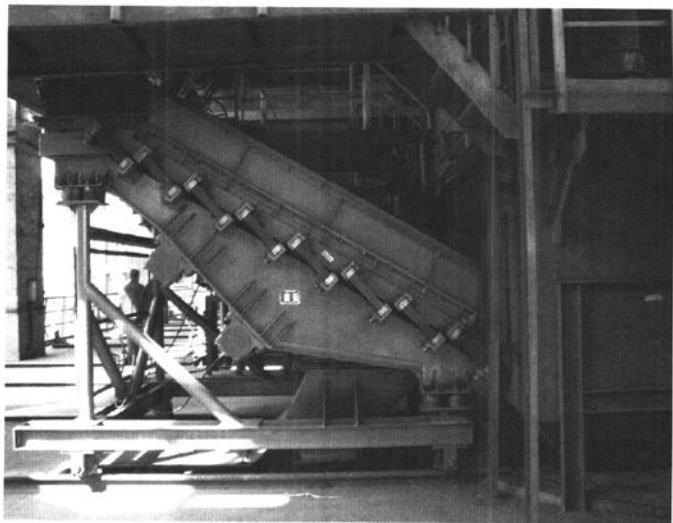


图 2 反共振振动筛的安装现场

筛箱是筛分物料的工作体，包括料槽、侧板、筛框、筛板、筛盖、板弹簧及板弹簧座。它一方面要与下质体有合理的质量比，以保证在激振频率下，上下质体振幅基本稳定，一般上质体振幅为 2~2.5mm，下质体振幅近似为零。

反共振体与筛箱、主振弹簧和隔振弹簧一起组成反共振系统，激振器安装在反共振体上。虽然下质体的振幅接近于零，本身几乎无惯性载荷作用，但是筛箱的激振力是通过反共振体进行传递，因此要求反共振体必须具有足够的强度。

承载车体是反共振振动筛的载体，筛箱通过主振弹簧与反共振体相连，而反共振体则通过隔振弹簧坐落在车体上，车体能够通过轨轮在轨道上移动，便于反共振振动筛的维修和更换。

图 3 与图 4 是旧式振动筛与反共振振动筛的结构示意图。

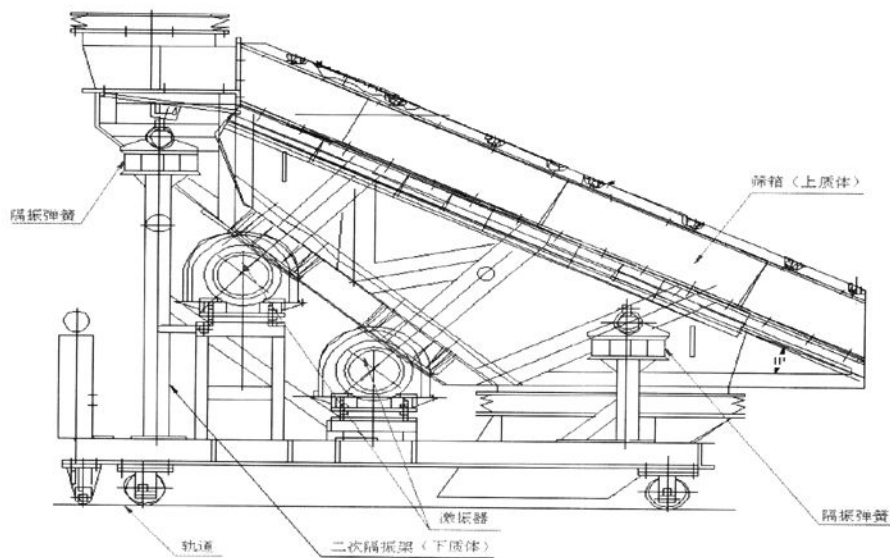


图 3 非共振惯性式振动筛结构(旧型振动筛)

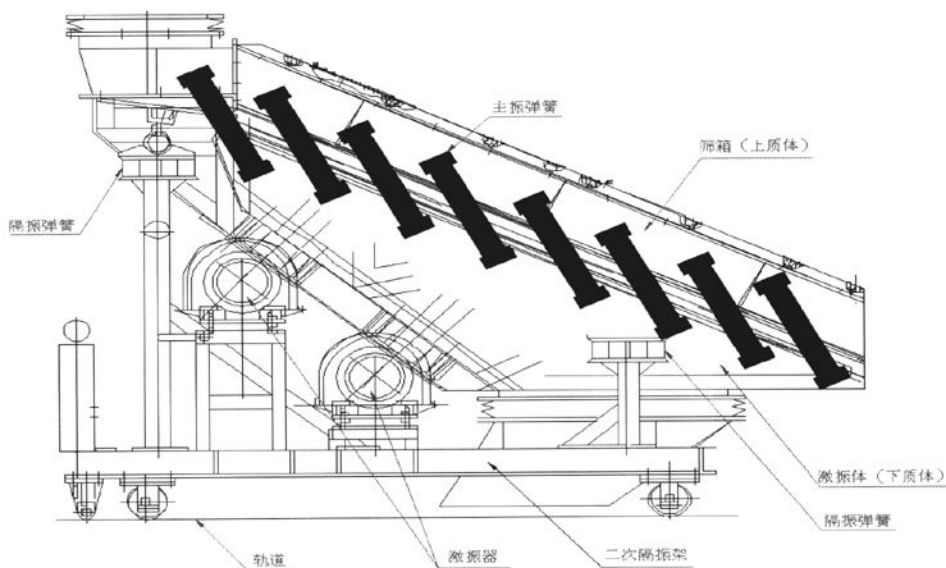


图 4 反共振振动筛结构（新型振动筛）

4 反共振振动筛应用中的相关试验数据

反共振振动筛安装以后，我们将新式与旧式振动筛的相关技术参数进行了比对。

4.1 反共振振动筛与旧型振动筛振动值数值

反共振振动筛				旧型振动筛			
时间：2011. 10. 29		水平值	垂直值	时间：2011. 10. 29		水平值	垂直值
轨道	V (mm/s)	0.3	0.4	轨道	V (mm/s)	0.4	2
	D (μm)	34	38		D (μm)	26	230
下筛箱地脚梁	V (mm/s)	5.6	3.7	下筛箱地脚梁	V (mm/s)	1.3	11.2
	D (μm)	97	46		D (μm)	54	395
下筛箱	V (mm/s)	4.7	7.3	下筛箱	V (mm/s)	8.2	157.2
	D (μm)	138	190		D (μm)	172	1918
振幅	mm	4.5		振幅	mm	4.5	

从表中检测到的振动数据我们可以看出，反共振振动筛与旧型振动筛在水平方向的运行速度与位移相差不大，但在垂直方向上的振动数值却有明显的差别，其中：旧型振动筛的轨道，在垂直方向的振动速度是反共振振动筛的 5 倍，垂直方向上的位移是反共振振动筛 6 倍。旧型振动筛的下筛箱地脚梁，在垂直方向的振动速度是反共振振动筛的 3 倍，垂直方向上的位移是反共振振动筛 8.6 倍。旧型振动筛的下筛箱，在垂直方向的振动速度是反共振振动筛的 21.5 倍，垂直方向上的位移是反共振振动筛 10 倍。这说明反共振振动筛的减振效果与旧型振动筛相比确实优势明显。

4.2 筛分效果对比

名 称 \ 粒 度	> 60	60-40	40-25	25-16	16-10	10-5	< 5
反共振振动筛	0 %	6.86 %	12.03 %	19.46 %	22.2 %	36.49 %	2.96 %
旧型振动筛	0 %	13.42 %	14.87 %	20.67 %	25.48 %	22.66 %	2.9 %

通过数据比较,反共振振动筛与旧型振动筛的筛分效果基本相同,完全能够满足生产需要,说明反共振振动筛的应用场合与传统振动筛完全相同,凡是传统振动筛能够适用的场合反共振振动筛都能适用,但反共振振动筛较之传统振动筛具有一系列突出的优点,因此可以成为振动筛特别是大型传统振动筛的更新换代设备。

5 反共振振动筛的技术优势

(1) 便于设计,寿命长:反共振振动筛以上质体为工作机体,而激振器却安装在下质体上,这样就使工作机体的结构大大简化,参振质量可以减少 30%,激振力也可以随之减小;而激振器安装在下质体上,下质体几乎不振动,设计时具有很大的灵活性,容易保证刚度和强度的要求,整机的噪声会有很大的降低。下质体和激振器基本上可以按静载荷设计,大大简化了设计程序;由于筛箱不受激振力的直接作用;另外,弹簧的激励力与筛箱的惯性力随处平衡,几乎不承受弯矩,机体的寿命可以大大提高;模块化设计,便于对易损部件的更换。从另一个角度提高了筛机的寿命。

(2) 环保:隔振效果好,噪声低,绿色环保,具有良好的经济效益和社会效益。工作时,反共振振动筛的隔振效果远远优于一次隔振振动筛(即单质体振动筛),也明显好于二次隔振振动筛;停机时,参振质量突然增加 30%,振幅也突然减小,经过共振区时,振幅可减小 30%,因此,停机时比一次隔振振动筛和二次隔振振动筛都平稳。

(3) 经济:由于上质体减少了激振器的质量和由于激振器周围需要加固的质量。与传统的二次隔振振动筛相比,总质量大大减小。可减少 30%左右,节省了原材料;整机高度降低,同时由于隔振效果好,对于新建厂房,可以大大减少厂房的建设费用。

(4) 节能:由于激振力减小了 30%,驱动电机的功率大大减少,功率大约也可以减少 30%,因此具有明显的节能效果。

我国的振动筛产品绝大部分是七、八十年代的产品,主要靠引进国外产品或国外技术,很少有自主创新,特别是原始性创新。反共振振动筛,属于原始性创新,而且是原理性创新,具有自主知识产权。由于其优良的特性,容易打入国际市场。

6 结论与展望

反共振振动筛在无阻尼情况下,传给基础的动载荷为零,由于振动筛的实际阻尼都很小,因此在有阻尼的情况下,传给基础的动载荷也很小,比通常的二次隔振振动筛还要小。反共振振动筛节能、环保、经济,经首钢迁钢炼铁作业部一年多的使用,证明用于高炉仓下烧结矿筛分的反共振振动筛性能稳定,效果明显,可以在冶金行业的炼铁厂、烧结厂推广应用。

参考文献

- [1] 刘杰, 孙光复. 反共振振动机械的理论及应用[J]. 东北大学学报, 1995, 16(1): 82~86
- [2] 孙海波, 姚新港. 基于反共振不平衡转子-轴承系统的振动控制[J]. 中国机械工程, 2002, 13(3): 193-195
- [3] J Liu (刘杰), G F Sun, B X Tang and B C Wen. Application of antiresonant theory in vibration utilization engineering, proceeding of ninth world congress on the theory of machine and mechanism, 1995.8:1093-1097
- [4] 刘杰, 李允公, 徐会希. 基于振幅稳定的原点反共振振动机动力学分析及其控制[J]. 机械工程学报, 2006, 42(1):145-148
- [5] 闻邦椿, 刘树英, 何勃. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001
- [6] 刘杰, 巫林, 纪盛青, 闻邦椿. 电振机振幅控制数学模型[J]. 东北大学学报, 1996, 17(1):104-109
- [7] 刘杰, 刘劲涛, 张金萍, 李允公. 考虑物料质量随机波动的反共振振动机动力学分析, 振动与冲击, Vol.25.No.6, 2006(6)76-78