

一种减少振动供料机对外振扰的新方法 ——复槽自平衡振动供料机的研究

周向新 葛长风

(机械工程系)

摘要 提出了一种减少普通振动供料机(简称“普通机”)对外振扰的新方法——复式载体自平衡法及其具体实现结构——复槽自平衡振动供料机(简称“新型机”)。建立了新型机的动力学模型,分析了该机的主要特性。对新型机和普通机的动态特性作了对比分析。论证了新型机在减少振扰、提高效率、降低能耗、减轻机重等方面均优于普通机。为普通机以及类似振动机械的更新提供了理论和实验依据。

关键词 振动供料; 振动平衡方法; 减振方法; 振动机械

0 前 言

振动供料机是一种通用自动供料装置,各行业中的粉状、散粒状、块状物料均可供送。它适应面广,控制性能好,具有许多其他供料装置不可取代的优点。但是,其工作所需的振动对外界来说却是有害的干扰源。为减少对外振扰,提高工作性能,国内外一直都在研究新的减

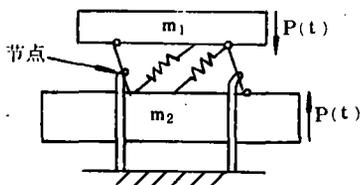


图 1 普通平衡式振动供料机模型

m_1 . 料槽 m_2 . 平衡体 K . 弹簧 $P(t)$. 激励力

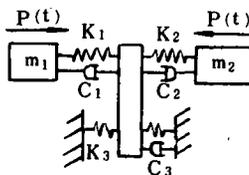


图 2 复式载体自平衡法原理图

振方法和具体实现结构。普通振动供料机一般采用单层隔振法减振,即仅用隔振弹簧将其与

外界相连。这种方法虽然简单,但效果不理想,对外振动较大^[1],机型大时更是如此。若采用多层隔振法,则整个装置趋于复杂笨重,使用不便。因此,国内外都在逐步采用平衡法取代隔振法进行设计。目前所见的平衡式振动供料机一般都按“节点引出法”进行设计,即在系统中找出振幅为零的“节点”,由此引出支承与外界相连(见图1)。美国专利 US4405043 和德国专利 DE323194A1 都是这种类型。这种方法可以达到减振目的,但有不足之处,如平衡体的振动要消耗较多的能量,供料效率不能提高,进料量的变化影响平衡效果等。近几年又出现了双斗平衡式振动供料机,它提高了效率,降低了能耗,但结构复杂,使用不便,且两斗进料量不易保持相等,从而影响了平衡效果。为克服这些缺点,本文提出一种新型减振法——复式载体自平衡法,以达到消除振扰根源、降低能耗、减轻机重、使用方便等多项综合优化目标。

1 新型减振方法原理

图2为复式载体自平衡法的原理图。其中 m_1, m_2 为复式载体中的两个单体(两者原应重叠,为清楚起见,分开绘出), m_3 为底座; k_1, k_2 为主振弹簧, k_3 为隔振弹簧; c_1, c_2 和 c_3 为各质体间等效阻尼系数。这种方法是利用反向对称原理,将工作载体分解后再重新柔性复合,构成一个新的多质体定向强迫振动系统,通过适当选择系统参数,达到既充分利用振动进行有效工作,又使振动惯性力在系统内自行平衡的目的。具体地说,系统中的 m_1 和 m_2 既是同一工作载体的组成部分,又互为平衡质体。当激振力 $P(t)$ 同时反向分别作用于它们时,它们便沿振动方向产生反相振动,共同完成供料功能。它们的惯性力则分别通过 k_1, k_2 传向 m_3 。由于反相振动时惯性力也反向,故 m_3 因受力平衡而保持静止。这样, k_3 上无动载荷,振动惯性力也就不传向外界。从理论上讲,只要系统各参数设计适当,无论 $P(t)$ 多大, m_1, m_2 的振幅多大,总可使 m_3 的振幅为零。新系统已将原来传向外界的激振力转化为自行平衡的有效工作内力,消除了对外振扰的根源。另外,由于 m_1 和 m_2 是同一载料部件,进料对它们是同时加载,所以,工作中它们的质量变化是同向的,这使得新系统的自平衡效果比较稳定。也就是说,新系统的自平衡效果不受进料量波动的影响。这对实用来说是非常有利的。以上是复式载体自平衡法的基本原理。当然,在实现时,由于工作载体、物料质量、阻尼值很难保持完全相等,且物料起抛区间不同,故系统很难绝对平衡。不过,剩余不平衡力与原激振力相比是很小的,若再通过 k_3 ,则基本上可以消除原激振力的影响。

2 新型减振方法的实现结构及特点

图3是复式载体自平衡法的一种具体实现结构——复槽自平衡电振供料机的结构简图。其中复式载体由中心料槽1和双体料槽2构成。两槽体通过各自的上联接架3,4分别紧固于各自的主振弹簧上端。各主振弹簧的下端又紧固于共用的下联接架7。当双体激振器5,6内通以激磁电流时,两槽体在电磁力和弹性力的作用下共同完成供料和自平衡的双重功能。该机现已制造成功并获得国家专利(专利名称:复槽自平衡电磁振动供料机。专利号:89222062.7)。经测试和实用证明,它具有以下优点:

- (1) 采用复式载体自平衡法后,从原理上消除了对外振扰的根源。
- (2) 平衡体与料槽的功能结合后,系统供料效率大幅度提高。
- (3) 由于底座振幅几乎为零,故无效能耗大大下降。

- (4) 进料量的变化不影响平衡效果。
- (5) 系统平衡后,底座质量可大大减少,因而整个系统重量也减轻很多。
- (6) 结构比较简单,使用维修方便。

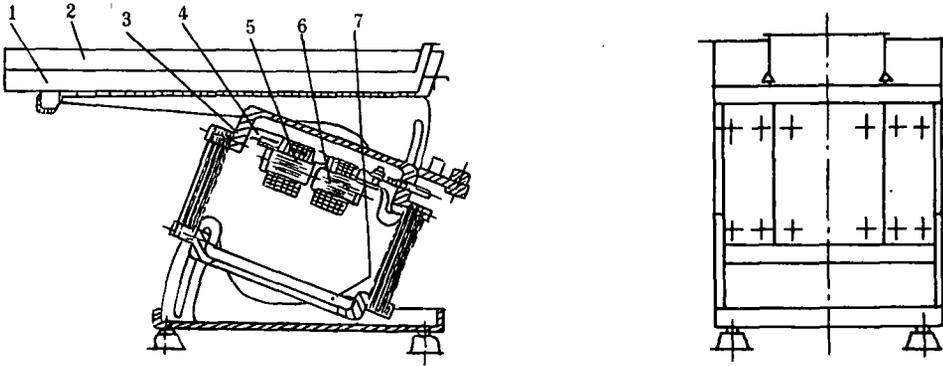


图3 新型机结构简图

1. 中心料槽 2. 双体料槽 3. 中心上联接架 4. 双体上联接架 5, 6. 双体激振器 7. 下联接架

总之,复式载体自平衡法既有许多其它平衡法的优点,又克服了它们的不足,达到了多项指标综合优化的目标,应用前景将是非常乐观的。

3 数学模型及主要特性参数分析

3.1 动力学模型

图4为新型机的动力学模型。这是一个多质体定向有阻尼强迫振动系统,其中 m_1, m_2 和 m_3 分别为双体料槽、中心料槽和底座的等效质量(包括物料与弹簧的结合质量); k_1, k_2 和 k_3 分别为双体主振弹簧、中心主振弹簧和隔振弹簧的刚度; c_1, c_2 和 c_3 分别为 m_1 和 m_3 之间, m_2 和 m_3 之间和 m_3 与机架之间的等效阻尼系数; x_1, x_2 和 x_3 分别为各质体的定向坐标; $P(t)$ 为电磁激振力,其表达式为:

$$P(t) = P_0 \sin \omega t$$

式中

- P_0 —— 激振力幅值
- ω —— 激振角频率
- t —— 时间

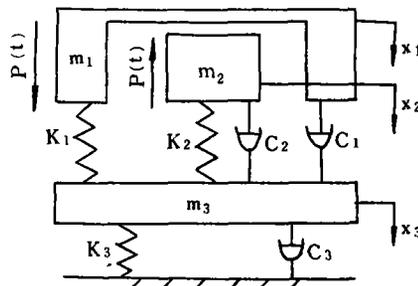


图4 新型机动力学模型

3.2 振动微分方程及其解

由动力学模型可写出系统的振动微分方程组:

$$\left. \begin{aligned} -m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_1(x_1 - x_3) + P(t) &= 0 \\ -m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_2(x_2 - x_3) - P(t) &= 0 \\ -m_3\ddot{x}_3 - c_3\dot{x}_3 - c_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_3x_3 - k_1(x_3 - x_1) \\ - k_2(x_3 - x_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

用复数替代并写成矩阵形式：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{\bar{P}\} \quad (2)$$

式中

$$\text{质量矩阵}[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\text{阻尼矩阵}[C] = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & -c_1 \\ 0 & c_2 & -c_2 \\ -c_1 & -c_2 & c_1 + c_2 + c_3 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\text{刚度矩阵}[K] = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & -k_1 \\ 0 & k_2 & -k_2 \\ -k_1 & -k_2 & k_1 + k_2 + k_3 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\text{激振力列阵}\{\bar{P}\} = \{P\}e^{i\omega t} = \begin{Bmatrix} P_0 \\ -P_0 \\ 0 \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (6)$$

令

$$\begin{aligned} a_1 &= k_1 - m_1\omega^2, & a_2 &= k_2 - m_2\omega^2, & a_3 &= k_3 - m_3\omega^2 \\ b_1 &= c_1\omega, & b_2 &= c_2\omega, & b_3 &= c_3\omega, \end{aligned}$$

代入(2)式后解得各质体位移为：

$$x_1 = \lambda_1 \sin(\omega t - \alpha_1) \quad (7)$$

$$x_2 = \lambda_2 \sin(\omega t - \alpha_2) \quad (8)$$

$$x_3 = \lambda_3 \sin(\omega t - \alpha_3) \quad (9)$$

其中各质体振幅为：

$$\lambda_1 = \sqrt{(C^2 + D^2)/(A^2 + B^2)} \quad (10)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{(E^2 + F^2)/(A^2 + B^2)} \quad (11)$$

$$\lambda_3 = \sqrt{(G^2 + H^2)/(A^2 + B^2)} \quad (12)$$

各振幅与激振力之间的相位差为：

$$\alpha_1 = \arctg[(AD - BC)/(AC - BD)] \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \arctg[(AF - BE)/(AE - BF)] \quad (14)$$

$$\alpha_3 = \arctg[(AH - BG)/(AG - BH)] \quad (15)$$

式中

$$A = a_1 a_2 a_3 - a_1 b_1 b_2 - a_1 b_2 b_3 - a_2 b_1 b_3 - a_3 b_1 b_2 + a_1 a_2 k_1 + a_1 a_2 k_2 + b_1 b_2 k_1 + b_1 b_2 k_2 - a_1 k_2^2 - a_2 k_1^2 \quad (16)$$

$$B = b_1 b_2 b_3 + a_1 a_2 b_1 + a_1 a_2 b_2 + a_1 a_2 b_3 + a_1 a_3 b_2 - a_2 a_3 b_1 + a_1 b_2 k_1 + a_2 b_1 k_2 - a_2 b_1 k_1 - a_1 b_2 k_2 - b_1 k_2^2 - b_2 k_1^2 \quad (17)$$

$$C = P_0(a_2 a_3 - b_2 b_3 + a_2 k_1 + a_2 k_2 - k_1 k_2 - k_2^2) \quad (18)$$

$$D = P_0(a_2 b_3 + a_3 b_2 + a_2 b_1 + a_2 b_2 - b_1 k_2 - b_2 k_2) \quad (19)$$

$$E = P_0(-a_1 a_3 + b_1 b_3 - a_1 k_1 + a_1 k_2 + k_1 k_2 - k_1^2) \quad (20)$$

$$F = P_0(-a_1 b - a_1 b_2 - a_1 b_3 - a_3 b_1 + b_1 k_1 - b_2 k_1) \quad (21)$$

$$G = P_0(a_2 k_1 - a_1 k_2) \quad (22)$$

$$H = P_0(-a_1 b_2 + a_2 b_1 - b_1 k_2 + b_2 k_1) \quad (23)$$

若已知系统各质量、刚度、阻尼和激振力,则可由以上公式求出各质体振幅大小以及振幅与激振力之间的相位差。反之,也可由振幅、相位差求激振力。

3.3 系统的平衡条件

理想的平衡状态是底座 m_3 的振幅为零,即

$$\lambda_3 = \sqrt{(G^2 + H^2)/(A^2 + B^2)} = 0 \quad (24)$$

因此须

$$G = 0, \quad H = 0$$

将(22)式和(23)式联立,解得

$$m_1/m_2 = k_1/k_2 = c_1/c_2 \quad (25)$$

这就是系统的平衡条件。

特别当 $m_1 = m_2$ 时,则有

$$k_1 = k_2, \quad c_1 = c_2$$

3.4 平衡时料槽振幅比

令平衡时料槽的振幅比为

$$\xi = \lambda_1/\lambda_2$$

将(10)式、(11)式代入并结合平衡条件(25)式可得

$$\xi = \lambda_1/\lambda_2 = \sqrt{(c^2 + D^2)/(E^2 + F^2)} = m_2/m_1 \quad (26)$$

可见,平衡时料槽的振幅与等效质量成反比。

3.5 平衡时槽体的相位关系

用复数矩阵法解振动微分方程组时,有

$$\bar{\lambda}_1 = (C + iD)/(A + iB) = \lambda_1 e^{i\alpha_1} \quad (27)$$

$$\bar{\lambda}_2 = (E + iF)/(A + iB) = \lambda_2 e^{i\alpha_2} \quad (28)$$

联立后将各值代入,再结合平衡条件可解得

$$\cos \alpha_1 = -\cos \alpha_2 \quad (29)$$

可见,系统平衡时,两槽体振动始终反相。

4 新型机与普通机动态特性比较

4.1 所测机型的主要技术参数

为检验理论分析的正确性,我们对新型机和普通机作了动态特性测试,表1为两种机型的主要技术参数。

表1 新型机和普通机的主要技术参数

机型	生产率 (t/h)	双振幅 (mm)	频率 (Hz)	功率 (W)	振动角 (°)	激振器输入		重量 (kg)
						电压(V)	电流(A)	
普通机	0.5	1.5	50	8	20	67	0.12	7
新型机	1.5	1.5	41.5	3.9	20	6.5	0.6	8

由表1数据可见,新型机的供料能力(生产率)是普通机的3倍,但消耗的功率还不到普通机的1/2。据查,与新型机相同供料能力的普通机重约16kg。

4.2 测试方法

图5为动态特性测试的原理框图。测试数据按GB10084-88,在IBMPC/XT上用CRAS随机信号与振动分析系统分析得出。

4.3 自功率谱密度函数分析

图6和图7分别为新型机中心料槽和普通机料槽的自功率谱密度函数(相同供料速度,加速度传感器水平放置)。由图可知,新型机的主振频率为41.5Hz,另一频率为其谐波值,料槽振动所需能量很小。普通机的主振频率为50Hz,其它频率处有许多次峰值,阻尼较大,料槽振动所需的能量也较大。可见,新型机由于采用了复式载体自平衡法,在降低能耗方面是优越的。

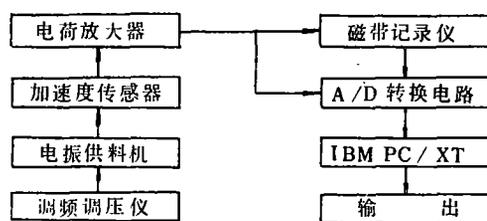


图5 动态特性测试原理框图

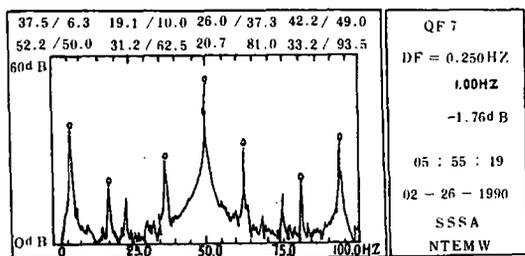


图6 新型机中心料槽自功率谱密度

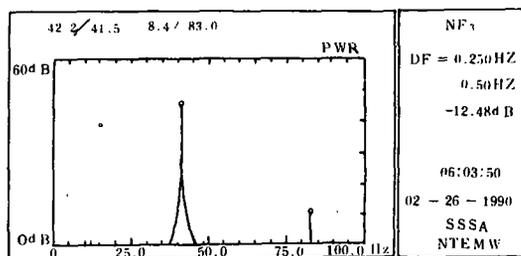


图7 普通机料槽自功率谱密度

4.4 互相关分析

图8和图9为新型机和普通机的底座与料槽间互相关函数图。由图可知,新型机互相关

系数为 0.145,而普通机的互相关系数为 0.996,这说明,新型机料槽传至底座的振动是很小的,不到普通机的 14.6%.

由于激振力是一个频率为常数的标准正弦波,可设为 $P(t) = P_0 \sin \omega t$.若底座对该振源的激励有响应,那么,它们之间的互相关系数可证明为^[7]:

$$\rho_{xy} = E[xy] / \sigma_x \sigma_y = \cos \varphi \tag{30}$$

式中

- $E[xy]$ ——激励和响应间的数学期望
- σ_x, σ_y ——分别为激励和响应两个函数的标准偏差
- φ ——激励与响应间的相位差。

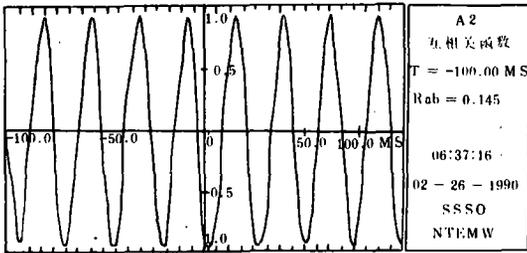


图 8 新型机底座与料槽间互相关函数

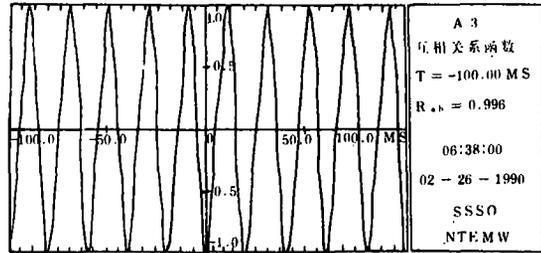


图 9 普通机底座与料槽间互相关函数

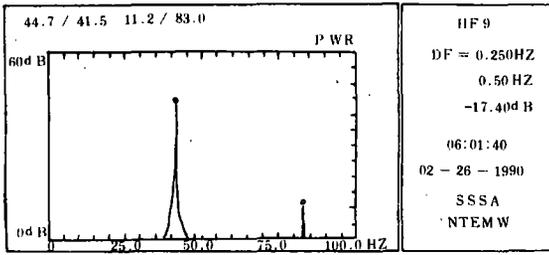


图 10 新型机左侧料槽自功率谱密度

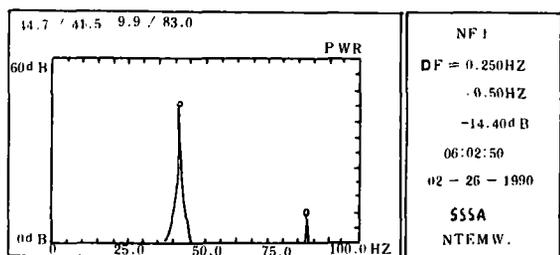


图 11 新型机右侧料槽自功率谱密度

对两个简谐函数来说,当它们的相位差为 0° 和 180° 时, $\rho_{xy} = 1$,完全相关。相位差为 90° 和 270° 时, $\rho_{xy} = 0$,完全不相关。因此,从动态设计的观点看,新型机主振弹簧的调整应使激励和响应两个正弦波正交。目前,新型机底座与料槽间的互相关系数尚为 0.145,部分原因是由于刚度、阻尼等差异使传导时间稍有不同而引起的。另外,从图 6、图 10 和图 11 可见,双体料槽虽与中心料槽同步反相振动,但在能量上,双体料槽要比中心料槽稍高一些。这种差异也会引起底座的微小不平衡。换句话说,如果在装配调试中使这些差异进一步减少的话,则自平衡效果将会更好。

4.5 相干分析

为了进一步说明问题,我们还分别考察了新型机和普通机的底座与料槽间的相干函数。图 12 和图 13 分别是它们的相干函数图,由图可知,新型机在 41.5Hz 处的相干系数为 1,且衰减很快,其它频率处不很明显。而普通机相干系数基本上处处为 1。也就是说,新型机料槽的振动对底座的影响较小,而普通机料槽的振动对底座的影响很大。这一结论与前面互相关系数的分析完全一致。

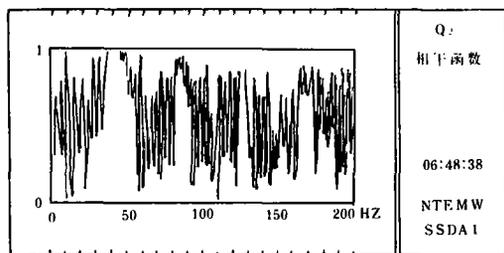


图 12 新型机底座与料槽间相干函数

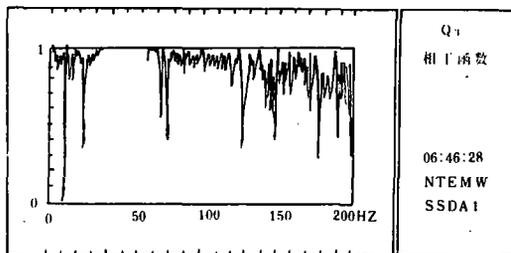


图 13 普通机底座与料槽间相干函数

5 结 语

复式载体自平衡法是一种减少振动供料机对外扰动的好方法,它从原理上消除了对外扰动的根源,平衡效果良好且稳定,使机器生产率提高、能耗降低、重量减轻、使用方便,达到了长期以来其它平衡方法没有达到的多项性能指标综合优化的效果。另外值得一提的是,此法应用约束条件较少,实现结构也较简单,类似的振动机械都可采用,因而推广价值较大。

复槽自平衡振动供料机的主要参数可以由复数矩阵法解出。系统的平衡条件是 $m_1/m_2 = k_1/k_2 = c_1/c_2$ 。料槽振幅比是 $\xi = \lambda_1/\lambda_2 = m_2/m_1$ 。料槽振幅的相位关系为 $\cos \alpha_1 = -\cos \alpha_2$ 。

动态特性测试结果表明,新型机确比普通机所需能量小,对外扰动小。调试时,若系统参数与平衡条件更加接近的话,则减振效果会更好。

有关物料的运动和激振器的情况尚待进一步研究。

致 谢

本文承蒙许林成教授指正。另外,文中动态特性测试结果主要由王欢同志完成。特此一并致谢。

参 考 文 献

- 1 严济宽. 机械振动隔离技术. 上海科学技术文献出版社, 1986
- 2 闻邦椿等. 振动机械的理论及应用. 机械工业出版社, 1982
- 3 许林成等. 包装机械原理与设计. 上海科学技术出版社, 1988
- 4 郑兆昌. 机械振动. 机械工业出版社, 1986
- 5 梁德沛. 机械参量动态测试技术. 重庆大学出版社, 1987

- 6 Merchant H C & Geers T L(eds). Productive Applications of Mechanical Vibrations. ASME,1982
7 纽兰 D E(方同等译). 随机振动与谱分析概论. 机械工业出版社,1980

A New Method of Reducing the External disturbance of Vibratory Feeder—Studies on the Self-equilibrating Vibratory Feeder with the Compound Trough

Zhou Xiangxin Ge Changfeng

(Dept. of Mech. Eng.)

Abstract A new method of reducing the external disturbance of vibratory feeder and the construction of its own, i. e. the self-equilibrating vibratory feeder with the compound trough, are introduced in this paper. The dynamic model of the new feeder is set up and its main characteristics are analyzed. By comparing the dynamic characteristics of the new feeder with those of general one, it is demonstrated that the new feeder is much better than the general one in reducing the external disturbance, raising the efficiency of the machine, decreasing the consume of energy, lightening the weight of the machine and etc. The basis in theory and practice is provided for the renewal of the general vibratory feeder and the similar vibration machine.

Key words Vibratory feed; Self-equilibrating method of vibration; Method of reducing vibration; Vibratory machinery