

# 滚筒洗衣机刚柔耦合隔振系统的动态特性研究

张 森,公绪波,周 坤,刘 强

(山东科技大学 机械电子工程学院,山东 青岛 266590)

**摘 要:**针对滚筒洗衣机的隔振研究采用实验方法难以得出连续激振频率下的动态响应,钣金件箱体的柔性变形对振动的影响不可忽略等问题,提出基于刚柔耦合方法的虚拟样机技术解决方案。首先,基于拉格朗日方程,解出隔振系统的运动微分方程;其次,采用 ANSYS 对箱体模型进行模态计算,将输出的模态中性文件进行刚柔耦合并在 ADAMS/Vibration 平台进行频谱响应仿真,得出弹簧刚度与阻尼系数在连续频域上对系统振动的影响,通过 ADAMS/Durability 计算,得出箱体结构的 hot spots;最后,使用灵敏度的分析方法,经过连续迭代,得出优化振幅的变量选择依据。

**关键词:**隔振系统;动力学方程;刚柔耦合;虚拟样机;灵敏度

中图分类号:TH132;TK05

文献标志码:A

文章编号:1672-3767(2016)06-0082-07

## Dynamic Characteristics of Rigid-flexible Coupling Vibration

### Isolation System of Drum Washing Machine

ZHANG Sen,GONG Xubo,ZHOU Kun,LIU Qiang

(College of Mechanical and Electronic Engineering,Shandong University of  
Science and Technology,Qingdao,Shandong 266590,China)

**Abstract:** In view of the difficulty of obtaining the dynamic response of drum washing machine vibration isolation system during continuous excitation frequency by experiment, and the great influence of flexibility deformation of sheet metal component box on vibration, the virtual prototype technology based on the rigid-flexible coupling method was put forward to solve these problems. Based on Lagrange method, the motion differential equation of vibration isolation system was first solved. Then, by using the finite element software ANSYS, the rigid-flexible coupling of the modal neutral files exported from the modal calculation of the box was established and the spectral response was simulated on ADAMS/Vibration platform. The impact of spring stiffness and damping coefficient on the vibration of the system was obtained through the continuous excitation frequency domain. At the same time, the hot spots of the box were obtained through the ADAMS/Durability calculation. Finally, with the use of sensitivity analysis method, the optimized amplitude variable selection basis was obtained after successive iteration calculation.

**Key words:** vibration isolation system; dynamic equations; rigid-flexible coupling; virtual prototype; sensitivity

滚筒洗衣机的隔振系统属于多自由度系统,在工作中处于动平衡状态,是决定整机噪声、寿命以及稳定性的关键<sup>[1]</sup>。目前,滚筒洗衣机隔振系统的实验研究主要有振动测试与模态试验<sup>[2]</sup>,目的是确保外筒组件与箱体之间不发生干涉,同时验证箱体的结构刚度,避免共振,但受电机限制,实验测试无法得到连续激振下的受迫振动响应,也无法得到箱体在受迫振动过程中容易失效的位置。近年来,滚筒洗衣机的振动仿真得到广

收稿日期:2015-12-06

基金项目:山东科技大学研究生科技创新基金项目(Yc150105)

作者简介:张 森(1987—),男,山东济宁人,博士,主要研究方向为机械设计及理论、摩擦热力学等。

E-mail:zhangsen900@126.com

泛认可,多数采用多体刚性动力学,研究时域动力学特性,但是忽略了柔性元件的变形影响。

针对以上问题,采用刚柔耦合的虚拟样机技术来弥补以上不足,充分考虑箱体元件在振动中的变形影响,在连续区间的激振频率内,计算隔振系统的振幅以及受力的动态响应。同时,基于灵敏度计算,得出关键隔振参数(弹簧刚度、阻尼系数)对系统运动学与力学上的具体影响,为高脱水转速滚筒洗衣机的研发提供参考。

## 1 隔振系统数学模型的建立

### 1.1 力学模型

除了超大容量的滚筒洗衣机外,一般的滚筒洗衣机的隔振由两根悬挂吊簧与两根空气阻尼实现,达到系统动平衡效果。滚筒洗衣机力学模型(图 1)的建立采用刚体假设和小位移假设<sup>[3]</sup>,将系统模型理想化和离散化,将质量  $m$ 、弹簧  $k$  和阻尼器  $c$  三种元件构成振动系统。

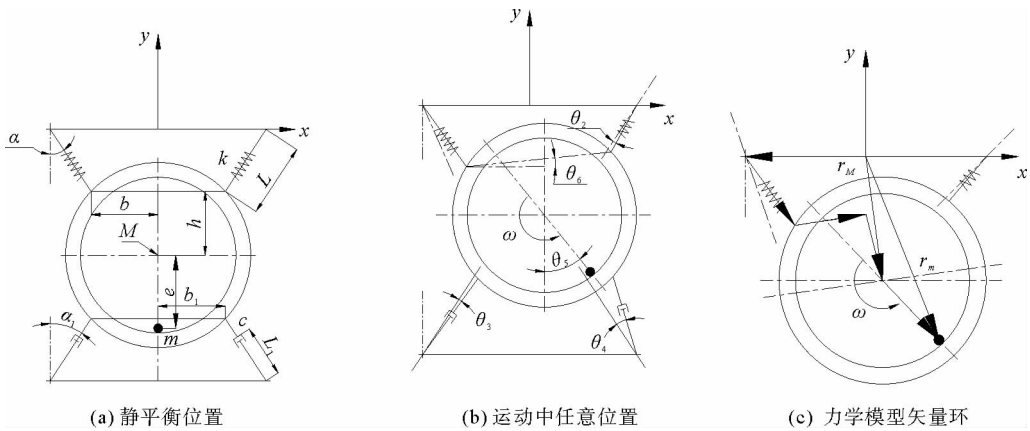


图 1 滚筒洗衣机力学模型简图

Fig. 1 Mechanical model diagram

### 1.2 系统机械能

滚筒洗衣机的振动是多自由度不确定运动,采用广义坐标下的拉格朗日法<sup>[4]</sup>求解其运动特性,建立拉格朗日动力学方程

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i. \quad (1)$$

其中,  $T$ 、 $V$ 、 $D$  分别为系统的动能、势能 and 耗散能。

根据矢量环算法,如图 1(c)所示,计算系统的动能、势能与耗散能分别为:

$$T = \frac{1}{2}MV_M^2 + \frac{1}{2}MV_m^2 + \frac{1}{2}I_M\dot{\theta}_0^2 + \frac{1}{2}I_m(\omega + \dot{\theta}_6)^2; \quad (2)$$

$$V = \frac{1}{2}k(\delta_0 + \delta_1)^2 - \frac{1}{2}k\delta_0^2 + \frac{1}{2}k(\delta_0 + \delta_2)^2 - \frac{1}{2}k\delta_0^2 + (M+m)g\Delta h;$$

$$D = |f_d \cdot q| = \sum \frac{1}{2}\dot{c}q^2 = \frac{1}{2}\dot{\omega}_3^2 + \frac{1}{2}\dot{\omega}_4^2. \quad (3)$$

在机械能求解式中:

$$\delta_0 = \frac{(M+m)g}{2k\cos\alpha};$$

$$\begin{aligned} \delta_3 &= (b_1 - b)\sin\alpha_1 - \delta_1\cos(\alpha + \alpha_1) + L[\cos(\alpha + \alpha_1) - \cos(\alpha + \alpha_1 + \theta_1)] + (h + h_1)[\cos\alpha_1 - \cos(\alpha_1 + \theta_6)]; \\ \delta_4 &= (b_1 + b)\sin\alpha_1 - \delta_1\cos(\alpha - \alpha_1) + L[\cos(\alpha - \alpha_1) - \cos(\alpha - \alpha_1 + \theta_1)] + \\ &\quad (h + h_1)[\cos\alpha_1 - \cos(\theta_6 - \alpha_1)] + 2b\sin(\theta_6 - \alpha_1). \end{aligned}$$

### 1.3 系统运动微分方程

运动微分方程可整理成系数为质量矩阵、刚度矩阵与阻尼矩阵的方程:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\delta}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_6 \\ \dot{\delta}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_6 \\ \delta_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

将所求的系统机械能代入拉格朗日动力学方程,求解系统质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵,可得:

$$\begin{aligned} m_{11} &= (M+m)L^2; \\ m_{12} &= m_{21} = (M+m)(hL\cos\alpha + bL\sin\alpha); \\ m_{23} &= m_{32} = m_{13} = m_{31} = 0; \\ m_{22} &= (M+m)\left(\frac{I_m + I_M}{M+m} + h^2 + b^2\right); \\ m_{33} &= M+m; \\ k_{11} &= kL^2\sin^2(2\alpha) + (M+m)gL\cos\alpha - \frac{L\cos(2\alpha)(M+m)g}{2\cos\alpha}; \\ k_{22} &= 4b^2k\cos^2\alpha + (M+m)gh; \\ k_{33} &= k + k\cos^2(2\alpha); \\ k_{12} &= k_{21} = 2bkL\cos\alpha\sin(2\alpha); \\ k_{13} &= k_{31} = -kL\cos(2\alpha)\sin(2\alpha); \\ k_{23} &= k_{32} = -2bkL\cos\alpha\cos(2\alpha); \\ c_{11} &= cL^2[\sin^2(\alpha + \alpha_1) + \sin^2(\alpha - \alpha_1)]; \\ c_{22} &= c(h+h_1)\sin^2\alpha_1 + c[(h+h_1)\sin\alpha_1 - 2b\cos\alpha_1]^2/c_{33} = c\cos^2(\alpha + \alpha_1) + c\cos^2(\alpha - \alpha_1); \\ c_{12} &= c_{21} = cL(h+h_1)\sin\alpha_1\sin(\alpha + \alpha_1) - cL\sin(\alpha - \alpha_1)[(h+h_1)\sin\alpha_1 - 2b\cos\alpha_1]; \\ c_{13} &= c_{31} = -cL\sin\alpha_1\cos(\alpha + \alpha_1) - cL\sin(\alpha - \alpha_1)\cos(\alpha - \alpha_1); \\ c_{23} &= c_{32} = -c(h+h_1)\sin\alpha_1\cos(\alpha + \alpha_1) + c[(h+h_1)\sin\alpha_1 - 2b\cos\alpha_1]\cos(\alpha - \alpha_1); \\ \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} L\sin\alpha \\ b \\ -\cos\alpha \end{Bmatrix} me\omega^2 \sin(\omega t) + \begin{Bmatrix} L\cos\alpha \\ h \\ \sin\alpha \end{Bmatrix} me\omega^2 \cos(\omega t). \end{aligned}$$

由运动微分方程的求解可知,影响系统振动的关键参数有:弹簧刚度及悬挂角度,阻尼系数及安装角度,系统质量及转动惯量等。

## 2 刚柔耦合虚拟样机模型的建立

### 2.1 箱体元件的柔性化

滚筒洗衣机的箱体为钣金件,在工作中会发生微形变甚至共振,这在振动研究中是不可忽略的<sup>[5]</sup>。文中利用有限元软件 ANSYS,输出模态中性文件(MNF),实现箱体的“柔性化”。MNF 文件中包含质量属性、模态特性等,可呈现动态特性变化。

模型单元类型选用 Shell63 与 Mass21。Shell63 单元具有弯曲能力,可承受平面与法向载荷,具有应力刚性化和大变形的能力,适于钣金件箱体的网格划分,其参数设置如表 1 所示;Mass21 单元建立刚性单元与柔性单元耦合的节点,利用很小的质量单元来模拟连接力的传递,其质量属性与转动惯量属性均设置为  $1 \times 10^{-6}$ 。

如图 2 所示,弹簧、阻尼器与箱体的连接点为刚、柔耦合连接的节点,有限元模型表现为 Keypoint,由 mass21 划分的单元而生成,作为传递外力的 Interface Node,是建立刚性耦合区域

表 1 参数设置

Tab.1 Parameter setting

单元类型	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	弹性模量/MPa	泊松比
Shell63	7 800	$2 \times 10^5$	0.3

(regid region)的关键点。使用 shell63 单元对箱体网格划分,最终得到的网格数量为 37 389,节点数目为 36 679。

## 2.2 箱体元件的模态特性

在模态分析中,系统动力学方程可转化为特征值问题:

$$|[\mathbf{K}]-\lambda^2[\mathbf{M}]|=0. \quad (5)$$

式中, $[\mathbf{M}]$ 为结构的总质量矩阵; $[\mathbf{K}]$ 为结构的总刚度矩阵; $\lambda$ 为固有频率。

基于有限元算法的模态分析,随着模态阶数的增大,误差会变大,文中取前 6 阶的固有频率作为参考,如表 2 所示。箱体的典型阵型图如图 3 所示,在低阶共振频率作用下,箱体两边的侧壁发生较大变形。

## 2.3 模型的参数化与耦合

通过接口软件 Mech/pro,可实现 Pro/E 模型与 ADAMS 模型之间的参数化,输出 ADAMS 识别的 CMD 文件。模型的刚柔耦合是指在 ADAMS 环境中进行 flexible body 转化,为保证结构分析的准确性,进行“align flex body CM with CM of current part”设置,确保质心重合。

# 3 动力学仿真与分析

## 3.1 通道设定

时域特性很好地反映系统直观的动力学特性,但是却不易表现系统的动态响应特性,频域特性分析可解决这个问题<sup>[6]</sup>。根据滚筒洗衣机行业测试标准,在 ADAMS/Vibration 中,定义偏心质量 0.3 kg,偏心距 235 mm,模拟偏心质量产生的激振。

为研究外筒质心位移与箱体激振力在受迫振动下的响应,定义输出通道分别为:箱体与弹簧、阻尼器连接点的 Force(单位 N),外筒上、下悬挂点在 Y(竖直)、Z(水平)方向上的 Displacement(单位 mm)。由于洗衣机最高转速为 1 200 r/min,设定激振频率区间为 0.01~20 Hz。

## 3.2 弹簧刚度的变量影响

将三种不同刚度的弹簧在频域上对比分析,其刚度系数分别为: $k_1=5$  N/mm(Analysis\_1)、 $k_2=7.5$  N/mm(Analysis\_2)和  $k_3=10$  N/mm(Analysis\_3)。计算结果如图 4 所示,随着弹簧刚度的增大,系统的固有频率增大,而且位移与受力的共振峰值也增大,振动特性曲线随着弹簧刚度的增大呈现出平移并增大的趋势。由此可见,在承载能力允许的条件下,弹簧刚度增大,会增加固有频率,增大振动。

根据该型号滚筒洗衣机(弹簧刚度系数为  $k=7.5$  N/mm)的振动测试试验数据可知,在 0.3 kg 偏心质量在转速为 200 r/min(激振频率 3.3 Hz)左右的时候,外筒的横向振动振动最剧烈,这与图 4(b) Analysis\_2 的分析结果是一致的。

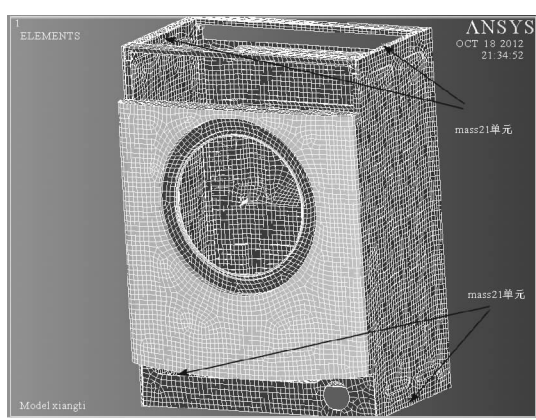


图 2 箱体网格划分  
Fig. 2 The mesh of box

表 2 柔性箱体固有频率  
Tab. 2 The nature frequency of flexible box

Mode	Frequency/Hz	Mode	Frequency/Hz
1	42.297	4	49.664
2	48.583	5	60.620
3	48.936	6	73.769

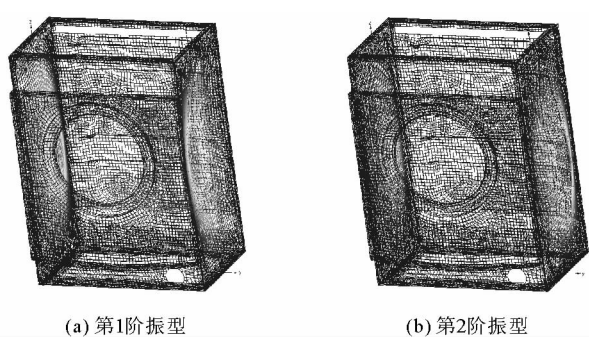


图 3 典型阵型图  
Fig. 3 Typical model shape

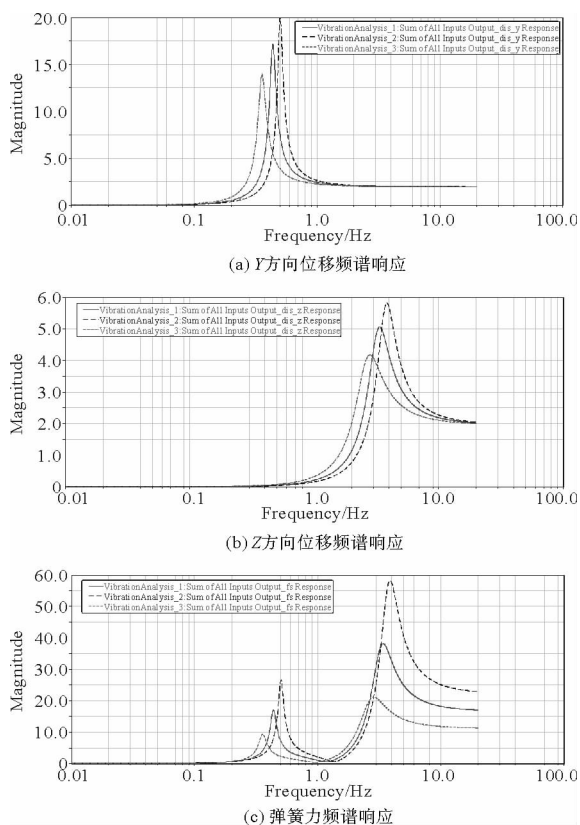


图 4 不同弹簧刚度下的响应对比

Fig. 4 Response contrast under different spring stiffness

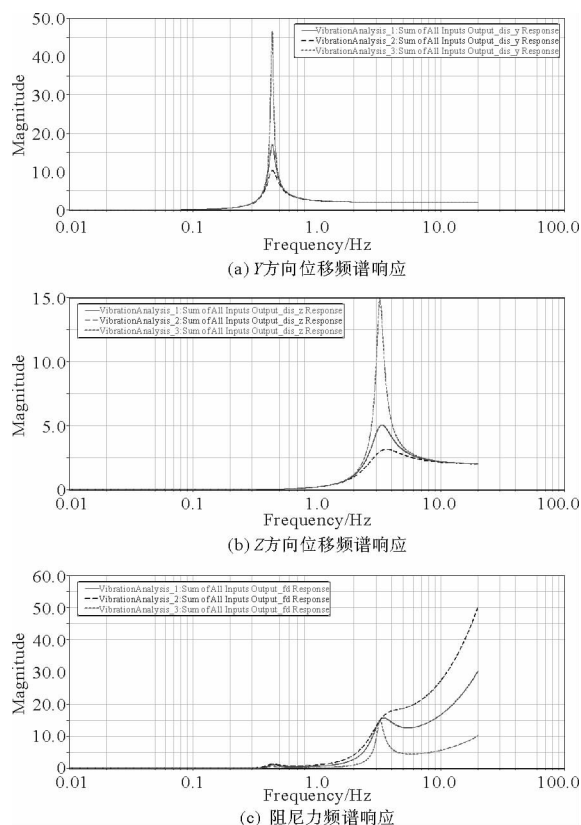


图 5 不同阻尼系数下的响应对比

Fig. 5 Response contrast under different damping coefficient

### 3.3 阻尼系数的变量影响

将阻尼器系数分别为  $c_1 = 0.15 \text{ N}/(\text{mm}/\text{s})$  (Analysis\_1)、 $c_2 = 0.25 \text{ N}/(\text{mm}/\text{s})$  (Analysis\_2) 和  $c_3 = 0.05 \text{ N}/(\text{mm}/\text{s})$  (Analysis\_3) 的条件下得到的动力学特性进行对比分析,结果如图 5 所示,图中可以看出,系统的固有频率与阻尼无关,但是随着阻尼系数的增大,共振点位移的幅值减小,而阻尼力增大,由此可见,若阻尼系数过小,则起不到减振作用,而如果阻尼系数过大,会增大整机模型在地面的不稳定性。

### 3.4 柔性箱体动态响应分析

由表 2 可知,箱体的第 1 阶固有频率值为  $42.297 \text{ Hz}$ ,与系统正常工作的最高激振频率  $20 \text{ Hz}$  (最高脱水转速  $1200 \text{ r}/\text{min}$ ) 是比较接近的。由于箱体承受的应力是时刻变化的,静态的应力分析无法满足设计要求,因此,文中应用 ADAMS 将柔性箱体的动态应力特性计算出来,如图 6(a) 所示,可呈现任意时刻柔性箱体的应力响应,检验易失效结构。

对于提高箱体刚度的方案并不是盲目的,运用 ADAMS/Durability 模块,可得出系统在运行过程的“热点”(hot spots)位置,如图 6(b) 所示,标记出整个运行状态下的最大响应的 15 个位置,这些 hot spots 即是提高刚度的关键结构位置。图中可以看出,应力最大的位置分布在钣金焊接或铆接处。

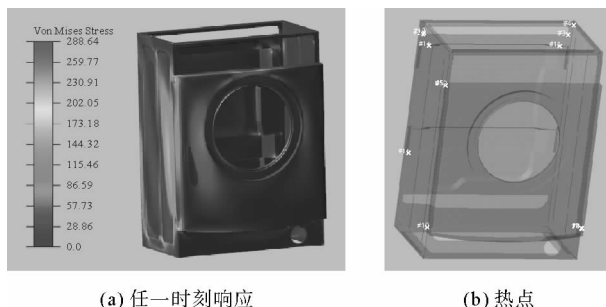


图 6 箱体的动态响应及 hot spots 位置

Fig. 6 Dynamic response analysis

4 灵敏度分析

4.1 优化变量的选取

设滚筒洗衣机内外筒组件总质量为  $M$ , 弹簧刚度为  $k$ , 阻尼系数为  $c$ , 偏心质量为  $m$ , 偏心距离为  $e$ , 内筒转速为  $\omega$ , 则该系统在偏心振动下的振幅<sup>[7]</sup>为

$$B=\frac{me\omega^2}{k}\cdot\frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}}=\frac{me}{M}\cdot\frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}}.$$
 (6)

式中,  $\lambda=\frac{\omega}{\omega_n}$ ,  $\omega_n=\sqrt{\frac{k}{M}}$ ,  $\zeta=\frac{c}{2M\omega_n}$ 。由此可见, 对振幅有直接影响的变量为弹簧刚度、阻尼系数与配重质量。设置设计变量分别为  $DV\_1$ (弹簧刚度系数)、 $DV\_2$ (阻尼系数), 变量类型均为 Real, 变化范围均为  $\pm 50\%$ , Standard Value 分别为 7.5 和 0.15 N/(mm/s)。

4.2 优化目标的选取

设系统的状态方程为  $\dot{x}=(t,x,D)$ , 那么优化问题可以转化为<sup>[8]</sup>:

$$\min G(D), s. t. \begin{cases} h_i(D) \leq 0, i=1, \cdots, m \\ b_j^l \leq b_j \leq b_j^u, i=1, \cdots, n \end{cases}$$
 (7)

其中,  $G(D)$  为目标函数,  $D$  为设计变量,  $h_i(D) \leq 0, i=1, \cdots, m$  为约束,  $b_j^l, b_j^u$  为设计变量的上下极值。为了保证瞬态时的最大位移值与箱体受力值最小, 设定优化标函数为:

$$\min G(D)=\max\{y(t)\}, \min G(D)=\max\{z(t)\}, \min G(D)=\max\{F(t)\}, \min G(D)=\max\{C(t)\}.$$
 (8)  
其中,  $y, z$  分别表示筒体质心在  $Y, Z$  方向的位移,  $F, C$  分别表示上下悬挂点的受力, 在 ADAMS 应用 Design Objective( $OB\_i$ ) 命令实现, 目标函数均选取绝对值的最大值作为研究对象。

4.3 灵敏度计算

1) 弹簧刚度灵敏度计算

通过 Design Study 计算弹簧刚度对目标函数的灵敏度值如表 3 所示, 结果可以看出: ①弹簧刚度对  $OB\_1$  的灵敏度由负变正, 因此, 弹簧刚度在 5.625~9.375 N/mm 之间时, 可使  $Y$  方向位移最小; ②弹簧刚度对于其他三个目标函数的灵敏度值均为正值, 当刚度系数为 11.25 N/mm 时, 灵敏度趋于 0, 这说明刚度增大到一定程度,  $Z$  方向最大振幅趋于恒定; ③弹簧刚度的增大会增大悬挂点载荷。

表 3 弹簧刚度灵敏度计算结果  
Tab. 3 Design study results of DV\_1

Trial	DV_1/N/mm	OB_1/mm	Sensitivity	OB_2/mm	Sensitivity	OB_3/N	Sensitivity	OB_4/N	Sensitivity
1	3.750	8.934	-0.875 8	12.461	0.536 0	24.022	8.821 6	62.059	0.239 1
2	5.625	7.292	-0.718 3	13.466	0.491 2	40.562	9.715 7	62.508	0.219 0
3	7.500	6.240	-0.191 8	14.303	0.501 1	60.455	11.317 0	62.881	0.210 6
4	9.375	6.572	0.053 7	15.345	0.278 6	83.000	12.660 0	63.297	0.224 8
5	11.250	6.817	0.130 2	15.348	0.001 4	107.930	13.296 0	63.724	0.227 3

表 4 阻尼系数灵敏度计算结果  
Tab. 4 Design study results of DV\_2

Trial	DV_2/(N/(mm/s))	OB_1/mm	Sensitivity	OB_2/mm	Sensitivity	OB_3/N	Sensitivity	OB_4/N	Sensitivity
1	0.075 0	6.350 0	-1.454 6	18.503	-66.390	92.938	-511.60	31.314	420.00
2	0.112 5	6.296 0	-1.460 5	16.013	-56.000	78.760	-433.10	47.064	420.89
3	0.150 0	6.240 0	-0.310 6	14.030	-39.019	60.455	-301.47	62.881	422.27
4	0.187 5	6.318 7	6.255 8	13.087	-28.174	50.912	-221.90	78.734	422.96
5	0.225 0	6.709 0	10.424 0	12.190	-23.921	43.813	-189.39	94.602	433.15



表 5 优化变量的试验设计结果

Tab. 5 Optimization variables calculation results

Trial	OB_1/mm	OB_2/mm	OB_3/N	OB_4/N	DV_1/(N/mm)	DV_2/(N/(mm/s))
1	6.907	14.824	48.387	46.788	5.625	0.112 50
2	7.087	14.100	44.216	54.642	5.625	0.131 25
3	7.292	13.166	40.562	62.508	5.625	0.150 00
4	6.295	16.013	73.750	47.064	7.500	0.112 50
5	6.268	15.089	66.486	54.966	7.500	0.131 25
6	6.240	14.303	60.455	62.881	7.500	0.150 00
7	6.610	17.112	90.786	47.371	9.375	0.112 50
8	6.606	16.168	90.799	55.329	9.375	0.131 25
9	6.572	15.345	83.000	63.297	9.375	0.015 00

2) 阻尼系数灵敏度计算

阻尼系数对目标函数的灵敏度计算值如表 4 所示,可知:阻尼系数在 0.112 5~0.150 0 N/(mm/s)之间存在一个值,使 Y 方向位移最小;阻尼系数对 OB\_2 和 OB\_3 的影响是相似的;阻尼系数对箱体下悬挂点的受力影响是巨大且比较稳定的。

3) 试验设计

由对设计变量的 Study Design 可知,弹簧刚度的优化范围缩小为 5.625~9.375 N/mm,阻尼系数的优化范围为 0.112 5~0.150 0 N/(mm/s),由于配重的质量对目标函数的影响是单调的,因此,在试验设计中,将设计变量 DV\_1 和 DV\_2 的变化范围分别取代为上述范围,经过 9 次 trial 的计算,可得出优化变量在指定范围之内对目标函数的综合影响,如表 5 所示。

5 结论

1) 将滚筒洗衣机隔振系统模型理想化与离散化,建立力学模型与拉格朗日动力学方程,解出了运动微分方程中的质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵,得出影响系统振动的关键因素,包括弹簧刚度及悬挂角度,阻尼系数及安装角度,系统质量及转动惯量等。

2) 通过有限元软件 ANSYS 将箱体元件转换成模态中性文件,在 ADAMS 环境下建立出刚柔耦合的隔振系统模型,在 0~20 Hz 的连续激振频率下,计算其动态响应,结果与试验测试一致;文中计算出柔性箱体的动态响应结果,通过前 15 个 hot spots,为箱体的结构优化提供了重要依据。

3) 使用灵敏度的分析方法,将滚筒洗衣机的内筒稳定性与整机模型的稳定性作为优化目标函数,将弹簧、阻尼和配重的参数作为优化变量,经过连续迭代的优化计算,为滚筒洗衣机的弹簧、阻尼参数配比的选择提供了依据。

参考文献:

[1]左言言,申秀敏,刘海波. 滚筒洗衣机机箱动态特性分析[J]. 噪声与振动控制,2007(3):55-58.  
 ZUO Yanyan,SHEN Xiumin,LIU Haibo. Dynamic characteristic analysis of rolling washing machine cabinet[J]. Noise and Vibration Control,2007(3):55-58.

[2]陈忠,邵汝椿,林颖. 滚筒洗衣机噪声和振动控制的研究[J]. 华南理工大学学报(自然科学版),1997,25(10):78-82.  
 CHEN Zhong,SHAO Ruchun,LIN Ying. Research on noise and vibration control of drum washing machine[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science),1997,25(10):78-82.

[3]魏玉东,高建,杨志永. 基于 MSC. ADAMS 的滚筒洗衣机动态特性研究[J]. 机械设计,2008,25(7):51-53.  
 WEI Yudong,GAO Jian,YANG Zhiyong. Study on dynamics characteristics of tumbler typed washing machine based on MSC. ADAMS[J]. Journal of Mechanical Design,2008,25(7):51-53.