

取出螺栓相邻的两个截面的一段来看,其受力如图 4 所示.

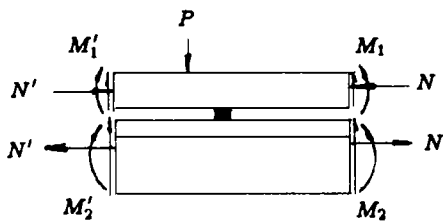


图 4

由图 4 可见,螺栓中的剪力大小为 $(N' - N)$, 即相邻两截面中轴向力之差,选取轴向力差最大的螺栓进行校核即可.选取电阻片粘贴截面以右的第一个螺栓来进行校核(由于此处是吊车轮作用点).前已计算出左截面轴向力值为 $N = 11628\text{kg}$.用同样方法可以计算出右截面的参数为 $N = 9302\text{kg}$.

螺栓中的剪力为 $Q = N' - N = 2322.6\text{kg}$,
 $(F = 2 \times (\pi/4) \times D^2 = 6.28\text{cm}^2)$;

螺栓中的平均剪应力为 $\tau = Q/F = 37\text{MPa}$;
 螺栓材料为 45 号钢 ($[\tau] = 160\text{MPa}$), $\tau < [\tau]$;
 螺栓安全.

4 结 语

由本文计算结果和吊车轨道梁实测值比较可以看出,用“楔块梁”计算方法计算吊车轨道梁的应力,校核其强度是符合实际的.用新的计算方法可以节省原材料,比较经济,又能保证结构安全运行,是值得推广应用的计算方法.

参 考 文 献

- 1 谢大吉, 谢志成. 组合梁的理论计算与实验. 力学与实践, 1991,13(5):59-63
- 2 郑秀瑗, 谢大吉. 应力应变电测技术. 国防工业出版社, 1985

(1993 年 11 月 20 日收到第 1 稿,
 1994 年 7 月 31 日收到修改稿)

滚筒式洗衣机减隔振系统刚度阵的计算

林 耕

(北京市服务机械研究所, 北京 100021)

李德葆 张元润 阎东鹏

(清华大学工程力学系, 北京 100084)

摘要 本文针对滚筒式洗衣机弹簧减隔振系统的刚度阵的计算,提出了一种方便而概念清晰的方法.该法根据弹簧的主刚度方向,引入一个方向余弦矩阵和一个座标变换矩阵,通过两次矩阵变换,即可得到所求矩阵.

关键词 滚筒式洗衣机, 弹簧隔振, 刚度阵

1 引 言

影响滚筒式洗衣机产品质量的关键在于控制脱水工况下的振动.因而滚筒式洗衣机设计的成败常常取决于其减振系统的设计.洗衣机的筒体部分通过多个弹簧悬挂在框架上.整体看来,这一系统可视作具有多个弹簧支承的刚体运动问题.其微分方程的复杂性主要表现在刚度阵上^[1,2].

本文提出了一种计算方法,可根据任意向弹簧的主刚度方向,引入一个方向余弦矩阵,先对任意

向刚度进行分解变换,然后,应用一个座标变换矩阵,再进行一次变换,即可得到以刚体的 6 个广义位移(3 个移动和 3 个转动)为未知数的 6 自由度运动方程的刚度矩阵.由于这两次变换概念清楚,其运算只涉及矩阵的相乘和相加,便于工程应用.运用这一方法,我们计算了滚筒式洗衣机的动态特性和动态响应,与实验结果吻合良好.

2 坐标变换与刚体运动方程

以直角惯性坐标系 (o, x, y, z) 为运动参考坐标研究微振动时,刚体微振动的 6 个自由度可用质心的 3 个微位移 x_c, y_c, z_c 和绕参考轴的 3 个微转动 α, β, γ 来描述.建立固定在刚体上的随体座标系 $(\bar{o}, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$,其坐标原点在刚体的质心;结构处于静止状态时,使这个坐标系与惯性坐标系完全重合,则刚体上任一点 $b(\bar{x}_b, \bar{y}_b, \bar{z}_b)$ 运动后的位移在惯性坐标系中为

则 (7) 式应为

$$[M]\{\ddot{X}_c\} + [K]\{X_c\} = \{0\} \quad (7')$$

以上只讨论连接弹簧的主刚度方向与坐标轴方向一致的情况。将 (8) 式展开可得 (展开式中略去了下标 b)

$$\begin{aligned} [\tilde{K}_b] &= [L_b]^T [K_b] [L_b] = \begin{bmatrix} [I] \\ [L'_b]^T \end{bmatrix} [K_b] \begin{bmatrix} [I] \\ [L'_b] \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} [K_b] & [K_b][L'_b] \\ [L'_b]^T [K_b] & [L'_b]^T [K_b][L'_b] \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_z & 0 & 0 & 0 \\ \bar{z}K_x & 0 & \bar{y}K_z & \bar{z}^2K_x + \bar{y}^2K_z & 0 & 0 \\ -\bar{y}K_x & \bar{x}K_y & 0 & -\bar{x}\bar{y}K_z & -\bar{x}\bar{z}K_y & -\bar{y}\bar{z}K_x \\ \bar{z}K_x & -\bar{y}K_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{x}K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{x}K_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{y}\bar{x}K_z & -\bar{z}\bar{x}K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{z}^2K_x + \bar{x}^2K_z & -\bar{z}\bar{y}K_z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{y}\bar{z}K_x & \bar{y}^2K_x + \bar{x}^2K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

4 一般情况下刚度矩阵的求法

作为一般情况，连接弹簧可以取任意方向。设在 b 点连接有 3 个弹簧，其主刚度方向为 b_p, b_q 和 b_r ，主刚度分别为 K_p, K_q 和 K_r 。令

$$[K_{\lambda b}] = \text{diag}[K_p \ K_q \ K_r] \quad (10)$$

并引入方向余弦矩阵

$$[\lambda_b] = \begin{bmatrix} \lambda_{xp} & \lambda_{yp} & \lambda_{zp} \\ \lambda_{xq} & \lambda_{yq} & \lambda_{zq} \\ \lambda_{xr} & \lambda_{yr} & \lambda_{zr} \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中， $\lambda_{xp} = \cos \theta_{xp}$ ， θ_{xp} 为主刚度方向 b_p 与 x 轴的夹角。其余依此类推，将 $[K_{\lambda b}]$ 变换到惯性坐标系 (o, x, y, z) 中，可得

$$[K_b] = [\lambda_b]^T [K_{\lambda b}] [\lambda_b] \quad (12)$$

代入式 (8)、(9)，即得一般情况下的刚度矩阵表达式

$$[K] = \sum_b [\tilde{K}_b] = \sum_b [L_b]^T [\lambda_b]^T [K_{\lambda b}] [\lambda_b] [L_b] \quad (13)$$

显然， $[\tilde{K}_b]$ 的展开式要比式 (5') 复杂得多。

虽然 $[\tilde{K}_b]$ 的展开式十分复杂，但是，只要知道连于支承点 b 的各弹簧的刚度方向以及该点的随体坐标，即可建立数值形式的 $[K_{\lambda b}]$ 、 $[\lambda_b]$ 及 $[L_b]$ 阵。然后，通过两步矩阵相乘的计算即可得到 $[\tilde{K}_b]$ 。多点支承时，须再进行矩阵相加，即得到刚度阵 $[K]$ 。

运用本文方法编制的计算程序计算了由北京市服务机械研究所生产的 XTZ-20 型大型洗衣机的刚度阵，并进而计算了其固有振动频率。图 1 为该滚筒筒体部分的计算结构简图。外筒用弹簧悬挂在刚性支架上。根据悬挂点的位置及悬挂弹簧的主刚度算得系统的刚度阵 $[K]$ 为一个 6×6 的数据阵如下

741.7	0	0	0	74.2	-65.3
0	741.7	0	-74.2	0	-74.1
0	0	234.3	23.3	34.3	0
0	-74.2	23.3	98.9	3.0	7.4
74.2	0	34.3	3.0	73.1	-6.5
-65.3	-74.1	0	7.4	-6.5	253

单位：kN/m, kN/rad, kN·m/rad

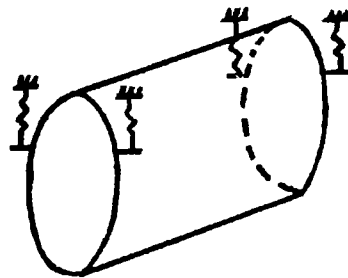


图 1 XTZ-20 洗衣机滚筒悬挂系统示意图

运用该刚度阵与筒体的质量阵计算了筒体系统的固有频率。与实测频率的对比如表 1 所示。由表可见，除 f_3 外，其余各阶均与实测值吻合良好。

表 1 计算固有频率与实验结果比较

	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
实验值	2.46	3.89	5.02	5.85	6.38	8.91
计算值	2.41	3.44	3.53	5.64	5.72	9.02
误差 (%)	2.03	11.57	29.7	3.76	10.5	1.22

5 结论

本文论述了弹簧支承滚筒式洗衣机振动方程的建立过程。文中引入坐标变换矩阵 $[L_b]$ 和方向余弦

(下转第 35 页)

若材料 (E, σ_p) 确定后, 可设定 l, D , 确定 α 的范围. 例如 $D = 0.3\text{m}$, $l = 4.18\text{m}$, A3 钢筒柱, 可试算知 $\alpha \leq 0.87515$ 时适用 (4) 式; 若设定 α , 可求 l/D 的适用范围.

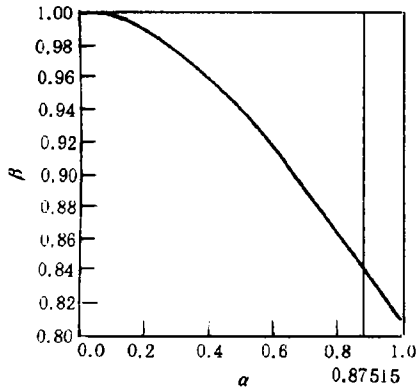


图 4

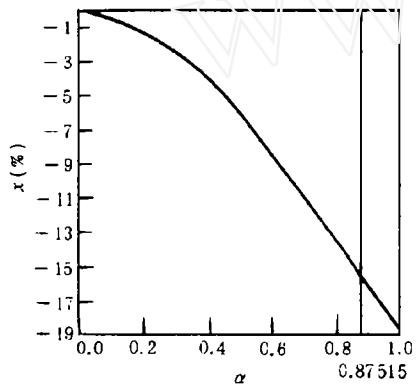


图 5

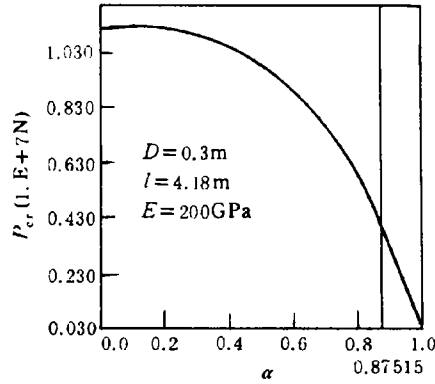


图 6

4 小结

文中确立的考虑自重的近似计算式 (2), 简便精确, 相对 Timoshenko 计算, 提高了精度和扩大了工程应用范围.

自重降低了杆柱的稳定性, 自重超过 16% 的无自重杆端临界压力时, 须考虑自重由 (2) 式计算, 否则可 $P_{cr} \approx P_{cr0}$; 自重大于 3.18 倍的 P_{cr0} 时, 杆端不能承受压力而需拉力才能稳定.

具有内压的圆筒杆柱, 内压也降低了其稳定性, 其影响主要表示于杆的内外径的 α . α 越大, 内压影响越大, 临界压力越小; $\alpha \geq 0.45$ 时, 需要考虑内压, 否则按 $P_{cr} \approx P_{cr0}$ 计算.

参考文献

- 1 Timoshenko S P, Gere J M. Theory of Elastic Stability. New York etc: McGraw-Hill Book Company, Inc. 1961
- 2 梁昆森. 数学物理方程. 北京: 高等教育出版社, 1979
(1994 年 5 月 5 日收到第 1 稿,
1994 年 9 月 11 日收到修改稿)

(上接第 24 页)

弦矩阵 $[\lambda_b]$. 前者用于表达筒体上任一点 b 的位移与筒体 6 个自由度的关系; 后者用于表达连于该点的弹簧主刚度方向与惯性坐标系参考轴的方向之间的关系. 此后, 根据 b 点的弹簧主刚度阵 $[K_{\lambda b}]$, 通过矩阵的相乘和相加的简单运算即可得到刚体在多点有任意个弹簧支承条件下的刚度阵.

虽然在一般情况下, 这个刚度阵的解析表达式十分复杂, 但在数值计算时, 矩阵 $[K_{\lambda b}]$ 、 $[L_b]$ 和 $[\lambda_b]$ 都比较简单, 计算过程又仅涉及矩阵的相乘和相加, 便于用计算机运算. 运算过程概念清楚, 便于工程师理解和应用. 将真实参数代入后, 所得数

据结果组成一个 6×6 的刚度阵, 简单明了.

参考文献

- 1 Crede C E, Ruzicka J E. Theory of Vibration Isolation. Shock and Vibration Handbook. edited by Cyril M. Harris, McGraw-Hill Book Company, 3rd edition, Chapter 3, 1988: 30.16—30.28
- 2 Himelblau H, Rubin S. Vibration of A Resiliently Supported Rigid Body. Shock and Vibration Handbook, edited by Cyril M. Harris, McGraw-Hill Book Company, Chapter 3. 1988:3.1—3.42

(本文于 1995 年 1 月 3 日收到)