

交通运输

基于 Stewart 双三角型机构多维减振座椅的参数优化设计

丁雯江 朱思洪

(南京农业大学工学院,南京 210031)

摘要 针对驾驶员座椅多维隔振的问题,采用 Stewart 双三角型并联机构作为座椅悬架的主体结构,根据人体的敏感频率范围和整车的固有频率,对悬架系统进行了参数优化设计。研究表明,经优化设计的 Stewart 双三角型并联悬架能保证人体-座椅悬架系统在垂向、俯仰、侧倾三个较重要方向的固有频率既远离整车的固有频率,又避开了人体的敏感频率范围。

关键词 驾驶员座椅 Stewart 双三角型机构 并联悬架 优化设计

中图法分类号 U463.335.1; **文献标志码** A

车辆行驶过程中,由于众多激振源(发动机、车轮以及道路不平)的共同作用,传递到车辆底盘直至驾驶员的为空间多维振动。在传统的驾驶员座椅悬架设计中,由于隔振问题的复杂性、座椅下布局空间有限以及价格等因素,通常只考虑垂直方向的隔振。为了提高驾驶人员的乘坐舒适性,降低振动职业病害的风险,设计出能够空间多维(6 自由度)减振的座椅悬架系统将是一个更好的解决途径。目前,有关 6 自由度减振座椅方面的研究,国内外还未见相关报道或刊载,只有一些多维减振平台方面的文章。

本文以 Stewart 双三角型并联机构作为座椅悬架的主体结构,根据整车的固有频率和人体的敏感频率范围,对悬架系统进行了参数优化设计,包括几何尺寸参数、弹性元件的刚度系数和阻尼元件的阻尼系数,使座椅在 6 个方向均具有隔振的效果。

1 多维减振座椅悬架主体结构

Stewart 双三角型并联机构由经典 Stewart 机构演变而来,因其结构简单且对称,运动耦合度低,

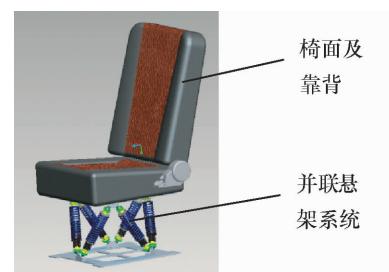


图 1 基于 Stewart 双三角型机构的多维减振座椅

故将之作为多维减振座椅悬架的主体结构。如图 1 所示为基于 Stewart 双三角型机构的多维减振座椅。

上述减振座椅的并联悬架系统原理如图 2 所示。在座椅上板和驾驶室地板之间有 6 个弹性—阻尼元件,相邻的两个弹性—阻尼元件共用一个球铰链与座椅上板或驾驶室地板相连。在车辆行驶过程中,驾驶室地板会产生 6 自由度的多维振动,通过并联悬架系统,减弱传递到椅面直至驾驶员的振动。

为了实现 6 自由度隔振的目的,通过优化其几何尺寸参数(球铰链分布半径 R_1 、 R_2)、弹性元件的刚度系数 k 和阻尼元件的阻尼系数 c ,以达到驾驶员—座椅悬架系统(以下简称人椅悬架系统)合适的固有频率与最低的位移传递率。

2009 年 12 月 17 日收到

作者简介:丁雯江(1986—),江苏靖江人,硕士研究生。研究方向:车辆振动与控制。

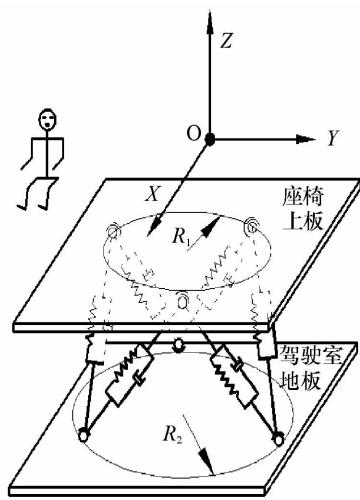


图 2 驾驶员——座椅悬架系统力学模型

2 人椅悬架系统动力学模型及其振动特性

2.1 人椅悬架系统数学模型的建立

图 2 所示为人椅悬架系统的力学模型, 定义人椅悬架系统的广义坐标为系统质心 O 沿 X 、 Y 、 Z 三向的平移 x 、 y 、 z 以及绕 X 、 Y 、 Z 轴的转角 θ_x 、 θ_y 、 θ_z , 记为 q , 即有 $q = (x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z)^T$ 。

根据多自由度系统振动理论, 可建立其 6 自由度动力学微分方程:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (1)$$

式(1)中:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ & & & -J_{xy} & J_y & -J_{yz} \\ & & & -J_{xz} & -J_{yz} & J_z \end{bmatrix} \circ$$

$$[K] = \sum_{i=1}^6 (E_i^T K_i E_i) \circ$$

$$[C] = \sum_{i=1}^6 (E_i^T C_i E_i) \circ$$

$[M]$ —系统的质量矩阵;

$[K]$ —系统的刚度矩阵;

$[C]$ —系统的阻尼矩阵;

$\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ —广义速度、加速度向量;

m —人椅悬架系统等效质量(取驾驶员质量的 80% 加坐垫及靠背质量为等效质量);

J_x, J_y, J_z —系统的转动惯量;

J_{xy}, J_{yz}, J_{xz} —系统的惯性积;

E_i —物理坐标与广义坐标之间的变换矩阵。

设某一支承点的坐标为 x_i, y_i, z_i , 则

$$E_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix};$$

K_i —弹性元件在弹性主轴坐标系 UVW 中的刚度对角阵。(弹性主轴坐标系各坐标轴方向与定坐标系 $O-XYZ$ 相同, 如图 3 所示);

$$K_i = \begin{bmatrix} K_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & K_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & K_{wi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_i \cos \alpha_i^2 & 0 & 0 \\ 0 & k_i \cos \beta_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & k_i \cos \gamma_i^2 \end{bmatrix}.$$

k_i 为第 i ($i=1-6$) 个弹性元件的轴向刚度, α_i , β_i , γ_i 为分别从 $X(U)$ 、 $Y(V)$ 、 $Z(W)$ 轴正向转到弹性元件轴线的角度(如图 3 所示)。

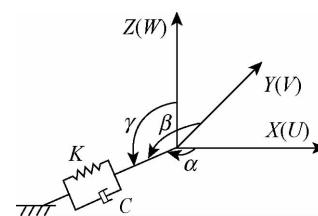


图 3 刚度和阻尼分解

C_i —阻尼元件在阻尼主轴坐标系 UVW 中的阻尼对角阵;

$$C_i = \begin{bmatrix} C_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & C_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & C_{wi} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} c_i \cos \alpha_i^2 & 0 & 0 \\ 0 & c_i \cos \beta_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & c_i \cos \gamma_i^2 \end{bmatrix}.$$

c_i 为第 i ($i=1-6$) 个阻尼元件的轴向阻尼; α_i ,

β_i, γ_i 为分别从 $X(U)$ 、 $Y(V)$ 、 $Z(W)$ 轴正向转到阻尼元件轴线的角度(如图 3 所示)。

2.2 振动特性分析

将计算得到的 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 代入式(1),即可

$$\sum_{i=1}^6 k \cdot \begin{pmatrix} \cos\alpha_i^2 & 0 & 0 & 0 & z_i \cos\alpha_i^2 & -y_i \cos\alpha_i^2 \\ 0 & \cos\beta_i^2 & 0 & -z_i \cos\beta_i^2 & 0 & x_i \cos\beta_i^2 \\ 0 & 0 & \cos\gamma_i^2 & y_i \cos\gamma_i^2 & -x_i \cos\gamma_i^2 & 0 \\ 0 & -z_i \cos\beta_i^2 & y_i \cos\gamma_i^2 & z_i^2 \cos\beta_i^2 + y_i^2 \cos\gamma_i^2 & -x_i y_i \cos\gamma_i^2 & -x_i z_i \cos\beta_i^2 \\ z_i \cos\alpha_i^2 & 0 & -x_i \cos\gamma_i^2 & -x_i y_i \cos\gamma_i^2 & z_i^2 \cos\alpha_i^2 + x_i^2 \cos\gamma_i^2 & -y_i z_i \cos\alpha_i^2 \\ -y_i \cos\alpha_i^2 & x_i \cos\beta_i^2 & 0 & -x_i z_i \cos\beta_i^2 & -y_i z_i \cos\alpha_i^2 & y_i^2 \cos\alpha_i^2 + x_i^2 \cos\beta_i^2 \end{pmatrix} \cdot [q] = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

3 参数优化设计

3.1 人椅悬架系统固有频率配置

为避免激振频率与固有频率接近产生共振,人椅悬架系统的固有频率布置主要从两个方面考虑,即:(1)人体的敏感频率范围;(2)整车固有频率,然后通过移频来配置人椅悬架系统的固有频率。

根据 ISO 2631—1:1997 提供的人体最敏感频率范围:垂直振动为(4—8) Hz,水平振动为(1—2) Hz。在这些振动频率范围内,即使短时间暴露,人体也将感觉十分不适。而频率在 0.5 Hz 以下的振动则可能会引起各种不希望的影响,包括伴随着活动而出现的不舒适和干扰,对于坐姿,最为常见的则是会产生运动病。

在整车振动系统中,“人体-座椅”振动系统为一子振动系统,为避免该子振动系统与整车振动系统固有频率接近而产生共振,人椅悬架系统的固有频率还应避开整车的各向固有频率。以轮式拖拉机为例,整车的各向固有频率分别为:垂向频率为 2.5 Hz,俯仰频率为 2 Hz,横向和纵向的频率为 1.6 Hz,侧倾频率为 4.3 Hz,横摆频率为 1.7 Hz。

此外,根据隔振理论,不论阻尼比 $\xi = C/C_c$ 多大,只有当频率比 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 时, X/A (放大因子) 才小于 1。因此要达到隔振的目的,人椅悬架系统固有频率的选择必须满足 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 的条件。

得到人椅悬架系统的自由振动运动微分方程,如式(2)所示(矩阵 $[C]$ 与矩阵 $[K]$ 形式相同,公式中未给出)。利用 Matlab 中的 eig 函数,编制程序即可快速计算出人椅悬架系统的 6 个固有频率。

综上,人椅悬架系统各方向的频率配置如表 1 所示。

表 1 人椅悬架系统的固有频率配置

范围/Hz	方向					
	f_x	f_y	f_z	$f_{\theta x}$	$f_{\theta y}$	$f_{\theta z}$
f_{\min}	0.8	0.8	1.0	1.2	1.0	1.0
f_{\max}	1.0	1.0	2.0	3.0	1.4	1.2

3.2 人椅悬架系统固有频率优化设计

人椅悬架系统固有频率优化设计的目的在于使系统的 6 个固有频率符合表 1 的配置范围,该问题属多目标非线性规划问题,利用 Matlab 优化工具箱中解决非线性多目标优化问题的 fgoalattain 函数可实现悬架系统尺寸参数、刚度参数的合理确定,达到固有频率的优化。

3.2.1 优化设计变量的选择

人椅悬架系统的固有频率与人体的惯性参数(质量、转动惯量)及悬架系统的几何尺寸参数、弹性元件的弹性系数有关。由于人体的惯性参数不变,因此优化设计变量选取上板球铰链安装半径 R_1 、驾驶室地板球铰链安装半径 R_2 和弹性元件刚度系数 k (6 个弹性元件的刚度相等)。

3.2.2 优化目标向量、优化目标函数向量及加权因子向量

分别取表 1 各向固有频率范围的平均值作为优化目标向量,即 $goal = [0.9, 0.9, 1.5, 2.1, 1.2,$

1.1], 并使优化目标函数向量 $fun = [f_x, f_y, f_z, f_{\theta_x}, f_{\theta_y}, f_{\theta_z}]$ 尽量接近目标向量。加权因子的大小由该方向隔振的重要性决定。但在优化的过程中, 可能会根据优化结果多次调整加权因子, 以达到更好的优化效果。

3.2.3 约束条件

1) 弹性元件的刚度约束, 优化计算时, 对于弹性元件的刚度, 均衡舒适性与动挠度, 设定弹簧刚度 k 的取值范围为(2 000—10 000) N/m。

2) 由于驾驶室布局及座椅下空间的限制, 设定上、下板球铰链分布半径 R_1, R_2 的变化范围均为(150—200) mm。

3.2.4 优化方法

利用 Matlab 优化工具箱中的 fgoalattain 函数编制程序进行优化求解。优化设计流程如图 4 所示。

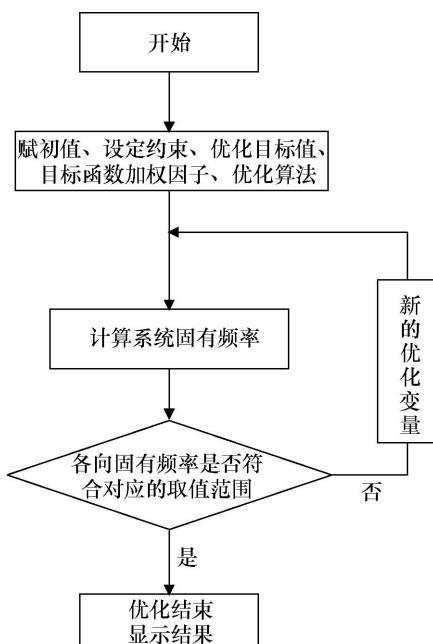


图 4 优化流程图

优化主程序如下:

```

x0 = [175, 175, 2000];
goal = [0.9, 0.9, 1.5, 2.1, 1.2, 1.1];
weight = [2, 2, 1, 1, 0.4, 2];
lb = [150, 150, 1800];
ub = [200, 200, 3500];
options = optimset('GoalsExactAchieve', 3);
[x, fval, attainfactor, exitflag] = fgoalattain(@youhua, x0, goal,

```

$weight, [], [], [], [], lb, ub, [], options)$

3.2.5 优化结果

优化程序输出的并联悬架参数最优值为: $R_1 = 154$ mm, $R_2 = 160$ mm, $k = 2 000$ N/m。优化后人椅悬架系统的固有频率如表 2 所示。

表 2 优化后人椅悬架系统的固有频率

方向	f_x	f_y	f_z	f_{θ_x}	f_{θ_y}	f_{θ_z}
固有频率/Hz	0.37	0.38	2.0	2.1	1.40	0.58

从表 2 中可以看出, 垂向、侧倾、俯仰 3 个较重要的方向的固有频率均符合前述的频率范围约束; 横向、纵向及横摆方向的固有频率偏小, 这将导致座椅在此三个方向上的刚度偏小。不难发现, 这三个方向均处于 XY 平面(水平面)内, 可以在水平面增设辅助弹性元件来解决刚度不足的问题, 从而实现座椅的 6 自由度全方位隔振。

3.3 人椅悬架系统阻尼优化设计

根据固有频率优化后的并联悬架参数值, 利用动力学分析软件 ADAMS 建立了减振座椅的仿真模型, 如图 5 所示。设定阻尼元件阻尼系数 c 为变量, 在驾驶室地板中心处施加冲击激励, 利用仿真的方法研究使各方向位移传递率达到最小值时的阻尼系数值。仿真结果分析发现: 随着阻尼系数 c 的增大, 对沿 X 轴, 沿 Y 轴, 绕 X 轴, 绕 Y 轴和绕 Z 轴 5 个方向的冲击激励, 主振动方向的最大响应幅值呈减小趋势, 但对沿 Z 轴的冲击激励, 主振动方向(Z 向)的最大响应幅值呈先减小后增大的趋势。

为了保证 Z 向的最佳隔振效果, 以阻尼系数 c 为变量, 利用仿真的方法研究使 Z 向位移传递率达到最小值时的优化阻尼系数值。在下板中心处沿 Z 轴方向施加简谐位移激励, 激励幅值分别为 10 mm 和 20 mm, 激励频率范围为(0.5—8) Hz。设定阻尼系数的变化范围为 $c = (0.05—0.4) (N \cdot s)/mm$, 测取不同阻尼值时的位移响应, 并计算位移传递率, 如图 6、图 7 所示。

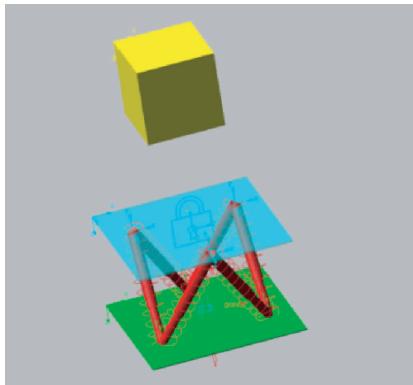
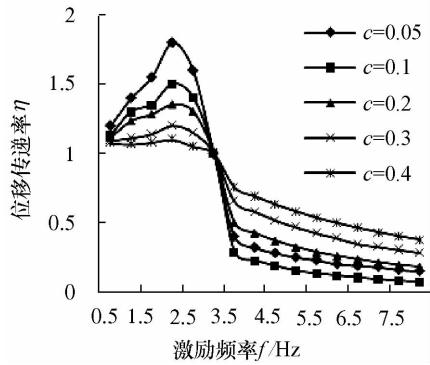
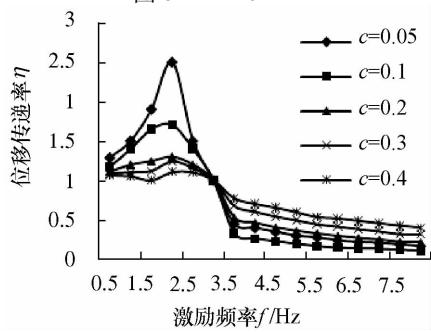


图 5 减振座椅仿真模型

图 6 $A = 10 \text{ mm}$ 图 7 $A = 20 \text{ mm}$

从图 6 和图 7 可看出,在隔振区域内,当阻尼系数取 $c = 0.1 (\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$ 时,座椅 Z 向的位移传递率最低。因此,选择阻尼元件的阻尼系数 $c = 0.1 (\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$ 。

4 结论

设计了一种基于 Stewart 双三角型机构的多维减振座椅,建立了人椅悬架系统的数学模型,根据人体的敏感频率范围和整车的固有频率,对悬架系统进行了参数优化设计,得到以下结论:

- 1) 当并联悬架系统的参数取如下值: $R_1 = 154 \text{ mm}$, $R_2 = 160 \text{ mm}$, $k = 2000 \text{ N/m}$, 人椅悬架系统在垂向、侧倾、俯仰 3 个较重要方向的固有频率既远离整车的固有频率,又避开了人体的敏感频率范围;
- 2) 当阻尼系数取 $c = 0.1 (\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$ 时,座椅 Z 向的位移传递率最低。

参 考 文 献

- 1 Kim N I, Lee C W. Multi-axis vibration control of a slender structure by using Stewart platform manipulator. *Mechanism and Machine Theory*, 2001; (36): 1253—1269
- 2 杨廷力. 机器人机构拓扑结构学. 北京: 机械工业出版社, 2004
- 3 许子红, 马履中, 刘庆波, 等. 并联机构在多维减振平台中的应用研究. *机械设计与制造*, 2007; 11(11): 124—126
- 4 孙蓓蓓, 张启军, 孙庆鸿, 等. 汽车发动机悬置系统解耦方法研究. *振动工程学报*, 1994; 7(3): 240—245
- 5 飞思科技产品研发中心. Matlab6.5 辅助优化计算与设计. 北京: 电子工业出版社, 2003

Parameter Optimization Design of Multi-dimensional Vibration Damping Seat Based on Stewart Double Triangle Mechanism

DING Wen-jiang, ZHU Si-hong

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing, 210031, P. R. China)

[Abstract] For the problem of multi-dimensional vibration damping for driver's seat, Stewart double triangle mechanism was used as main structure of seat's suspension. Parameter optimization design was then executed accord to the vehicle's natural frequencies and sensitive frequency range of the human body. Researches show that the natural frequencies of Stewart double triangle parallel suspension not only avoid the vehicle's natural frequencies, but also away from the sensitive frequency range of the human body in vertical, pitch and roll direction after optimization design.

[Key words] driver's seat Stewart double triangle mechanism parallel suspension optimization design