

文章编号:1674-2974(2016)10-0008-08

装有动力调节悬架系统车辆的频域建模与仿真*

张邦基¹, 易金花^{1†}, 张农^{1,2}, 章杰¹, 王立夫², 熊传枫¹

(1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南长沙 410082;

2. 悉尼科技大学工程与信息技术学院, 澳大利亚悉尼 NSW2007)

摘要:以某越野车为样车,首次建立了装有动力调节悬架系统的车辆动力学频域模型,采用阻抗传递矩阵获得油路的阻抗阵,通过数值优化迭代寻根方法,求解模态特征值,并与建立的不带横向稳定杆的整车模型和带横向稳定杆的整车模型进行模态参数对比和模态分析.结果表明,动力调节悬架系统使车辆在保持原有乘坐舒适性的同时,能有效抑制转弯时车体的侧倾运动,且大幅降低簧下的扭转刚度,越野路面时车轮能充分接触地面,提高车辆通过性能.

关键词:模态分析;动力调节悬架系统;整车动力学模型;阻抗阵

中图分类号:U463.33

文献标识码:A

Frequency-domain Modelling and Simulation of a Vehicle Fitted with Kinetic Dynamic Suspension System

ZHANG Bang-ji¹, YI Jin-hua^{1†}, ZHANG Nong^{1,2},
ZHANG Jie¹, WANG Li-fu², XIONG Chuan-feng¹

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China;

2. Faculty of Engineering and Information Technology, Univ of Technology Sydney, Sydney NSW2007, Australia)

Abstract: This paper took an SUV vehicle as the prototype, established a frequency-domain model of vehicle with KDSS-fitted, based on the transfer matrix method to derive the impedance matrix of hydraulic subsystem, solved the eigenvalue in numerical optimization iteration method, compared and analyzed the modal parameters of KDSS-fitted vehicle, ARB-fitted vehicle and no-ARB-fitted vehicle model. The results indicate that KDSS is able to effectively reduce the roll motion of sprung mass in the same way as anti-roll bar, and simultaneously maintain the ride comfort performance. At the same time, the wheel torsion stiffness, compared with ARB, is greatly reduced. This gives the wheels full contact with the ground and improves the passing ability of the vehicle.

Key words: modal analysis; kinetic dynamic suspension system; vehicle dynamics model; impedance matrix eigenvalue identification

* 收稿日期:2015-05-06

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175157), National Natural Science Foundation of China(51175157); 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主研究课题(71575005)

作者简介:张邦基(1967-),男,湖南安化人,湖南大学副教授,博士

† 通讯联系人, E-mail:15116352685@163.com

汽车横向稳定杆 (Anti-Roll Bar, ARB) 能提高侧倾刚度, 抑制转弯时车身侧倾, 但 ARB 将左右车轮互联, 在通过越野路面时, 降低了车辆的通过性和越野性. 针对这一问题, 目前主要的解决方法有主动式横向稳定杆、液压互联悬架、主动悬架及动力调节悬架系统 (Kinetic Dynamic Suspension System, KDSS) 等.

主动式横向稳定杆一方面能平衡车身的侧倾力矩, 提高车辆稳定性, 另一方面能调节力矩的分配, 从而调节汽车的动力特性, 保证车辆的通过性. Gosselin-Brisson 等^[1]设计的一款主动式横向稳定杆, 对越野路面的通过性及乘客舒适性都有很大的提高; Cronje 等^[2]设计的主动横向稳定器与半主动悬架结合, 实现越野车在平顺性、操稳性模式之间的切换; 李显生^[3]对装有主动横向稳定器的实车进行了多项实验研究.

液压互联悬架系统是一套悬架辅助系统, 不同的互联形式和结构对车辆行驶性能影响不同. 郭孔辉等^[4]提出多种液压式耦联悬架系统以改善车辆的操稳性和通过性; 文献^[5-7]提出了液压悬架不同的互联方式, 对车辆有抗侧倾、抗俯仰、抗垂向和消扭等不同的作用效果, 在频域和时域对液压互联悬架进行了理论推导和试验验证.

主动悬架能够根据车辆的运动状态, 实时调节悬架的刚度和阻尼, 但需要较大的能量输入, 且成本较高. Aoyama 等^[8]研发的主动油气悬架系统将压力控制阀同小型蓄能器和液压油缸相结合以降低能量损耗, 并实现对刚度和阻尼的调节; 郭孔辉等^[9-11]建立了车辆模型, 从车辆平顺性和操稳性出发, 设计最优控制器; 周兵等^[12-14]对主动悬架控制器进行了深入研究和有效设计.

KDSS 包含断开式横向稳定杆及液压系统^[15], 相比于传统横向稳定杆, 兼具抗侧倾和消扭性能; 相比于液压互联悬架, 结构更为简单; 相比于主动和半主动悬架, 成本更低, 无电子控制部分. 该技术虽已运用到丰田公司的部分高端越野车上, 但缺乏深入系统的理论分析. 本文通过建立 KDSS 频域模型, 结合整车 7 自由度模型, 与传统的带 ARB 车辆和带 ARB 车辆进行整车性能对比分析, 从理论上验证 KDSS 能提高车辆侧倾刚度, 降低簧下扭转刚度, 且对车身垂向刚度和俯仰刚度影响很小.

1 机械液压多体系统建模

建立装有 KDSS 的某越野车整车模型如图 1 所示, 前后均为螺旋弹簧, KDSS 的 ARB 杆身与车架铰接, 稳定杆的外端固定在下横臂上. 在整车模型中: m_s 为簧上质量; I_{xx} 为侧倾转动惯量; I_{yy} 为俯仰转动惯量; m_{uf} 和 m_{ur} 分别为前、后轮胎质量; z_s 为簧上质量质心处的垂向位移; θ 为俯仰角; φ 为侧倾角; z_{uA}, z_{uB}, z_{uC} 和 z_{uD} 为四轮轮心处的垂直位移; a, b 为质心与前、后轴侧距离; t_f, t_r 分别为前悬、后悬与纵向中心对称面的距离; k_{sf}, k_{sr} 分别为前悬、后悬的刚度; c_{sf}, c_{sr} 为前悬、后悬的阻尼; k_{tf}, k_{tr} 分别为前、后轮胎刚度.

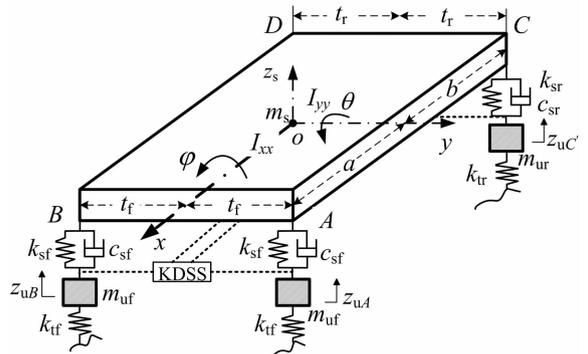


图 1 某越野车整车模型
Fig. 1 A SUV vehicle model

1.1 整车模型

建立整车 7 自由度系统动力学微分方程:

$$MZ + CZ + KZ = F_t + F_\theta. \quad (1)$$

式中: $Z = [z_s \ \theta \ \varphi \ z_{uA} \ z_{uB} \ z_{uC} \ z_{uD}]$; M, C, K 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; F_t 为路面激励; $F_\theta = D_1 K_\theta \theta_{ARB}$ 为横向稳定杆作用力, K_θ 为横向稳定杆扭转刚度, θ_{ARB} 为稳定杆扭转角, D_1 为系数矩阵定义如下, 其中 l_1 为稳定杆与下横臂连接端的力臂长.

$$D_1 = \frac{1}{l_1} \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 & 1 \\ a & a & b & b \\ -t_f & t_f & t_r & -t_r \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}.$$

1.2 KDSS 模型

KDSS 由断开式横向稳定杆和包含 2 个作动器、2 个蓄能器以及管路等元件的液压系统组成,如图 2 所示。液压系统的作用力通过稳定杆传递给整车,稳定杆的力学平衡方程是整车系统和液压系统耦合的边界条件。

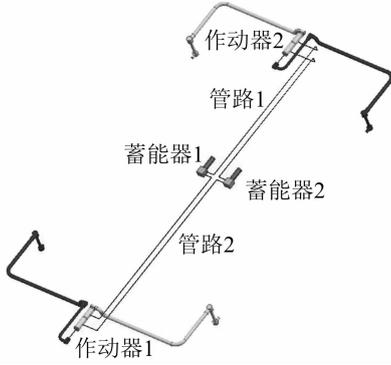


图 2 KDSS 结构图
Fig. 2 Structure of KDSS

1.2.1 稳定杆建模

传统 ARB 可以提高悬架的侧倾刚度,不考虑 ARB 的弯曲变形,忽略套筒的摩擦力,前后 ARB 的等效侧倾刚度分别为 k_f 和 k_r ,ARB 的臂长为 B ,则相对于独立悬架,稳定杆增加的等效刚度 K_a 为:

$$K_a = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_f + k_r & -k_f/B & k_f/B & -k_r/B & k_r/B & 0 \\ 0 & 0 & -k_f/B & k_f/B/B & -k_f/B/B & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_f/B & -k_f/B/B & k_f/B/B & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_r/B & 0 & 0 & k_r/B/B & -k_r/B/B & 0 \\ 0 & 0 & k_r/B & 0 & 0 & -k_r/B/B & k_r/B/B & 0 \end{bmatrix}.$$

KDSS 通过作动器将中间断开的稳定杆左右两部分连接起来,作动器缸体与活塞的相对运动能让左右部分稳定杆进行相对转动,忽略杆身处衬套的摩擦影响,建立 KDSS 稳定杆模型:

$$\mathbf{I}_{\text{ARB}} \ddot{\boldsymbol{\theta}}_{\text{ARB}} + \mathbf{K}_{\text{ARB}} \dot{\boldsymbol{\theta}}_{\text{ARB}} = \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_t. \quad (2)$$

式中: $\boldsymbol{\theta}_{\text{ARB}} = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4]^T$; $\mathbf{I}_{\text{ARB}}, \mathbf{K}_{\text{ARB}}$ 分别为稳定杆质量和刚度矩阵, $\mathbf{I}_{\text{ARB}} = \text{diag}(I_1 \ I_2 \ I_3 \ I_4)$, $\mathbf{K}_{\text{ARB}} = \text{diag}(K_1 \ K_2 \ K_3 \ K_4)$; $\mathbf{F}_t = -\mathbf{D}_1 \mathbf{K}_0 \mathbf{Z}$ 为车辆悬架对横向稳定杆的作用力矩; $\mathbf{F}_p = \mathbf{D}_2 \mathbf{A} \mathbf{P}$ 为液压作用力矩, $\mathbf{P} = [p_1 \ p_2 \ p_3 \ p_4]^T$ 为作动器腔内的压力, \mathbf{D}_2 为系数矩阵定义如下, l_2 为横向稳定杆内端臂长。

$$\mathbf{D}_2 = l_2 \begin{bmatrix} -A_1 & A_2 & 0 & 0 \\ A_1 & -A_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -A_3 & A_4 \\ 0 & 0 & A_3 & -A_4 \end{bmatrix}.$$

将式(1)和式(2)合并,得到:

$$\tilde{\mathbf{M}} \ddot{\mathbf{Y}} + \tilde{\mathbf{C}} \dot{\mathbf{Y}} + \tilde{\mathbf{K}} \mathbf{Y} = \tilde{\mathbf{F}}_p + \tilde{\mathbf{F}}_t. \quad (3)$$

式中: $\mathbf{Y} = [z_s \ \theta \ \varphi \ z_{uA} \ z_{uB} \ z_{uC} \ z_{uD} \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4]^T$; $\tilde{\mathbf{M}}, \tilde{\mathbf{C}}, \tilde{\mathbf{K}}$ 分别为机械系统(整车 7 自由度和断开的横向稳定杆)的质量、阻尼和刚度矩阵; $\tilde{\mathbf{F}}_p, \tilde{\mathbf{F}}_t$ 分别为耦合系统中液压缸作用力矩阵、外界激励矩阵, $\tilde{\mathbf{F}}_p = \mathbf{A} \mathbf{D}_3 \mathbf{p}(t)$, $\tilde{\mathbf{F}}_t = [\mathbf{F}_t^T, \mathbf{O}_{1 \times 4}]^T$, 其中系数矩阵为 $\mathbf{D}_3 = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{7 \times 4} \\ \mathbf{D}_2 \end{bmatrix}$ 。

1.2.2 机械与液压耦合边界条件

机液耦合边界条件如图 3 所示。作动器安装在断开的 ARB 之间,前后两作动器的上腔与上腔相连、下腔与下腔相连,假定作动器缸体和活塞杆的相对运动位移为 $\Delta Z_{ab}, \Delta Z_{cd}$,此时作动液压缸腔内的流入流出的流量为 $q_i (i = 1, 2, 3, 4)$,活塞上下运动导致的流入流出的流量为 q_{pi} ,则有:

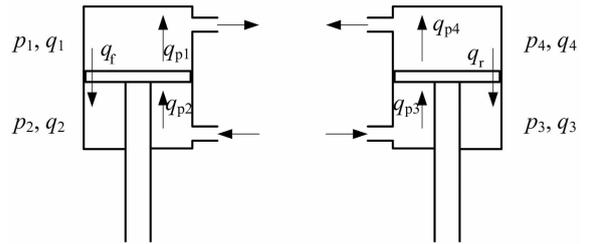


图 3 机械-液压系统边界条件
Fig. 3 Mechanical-hydraulic system boundary condition

$$\begin{aligned} q_1 &= q_{p1} - q_f; q_2 = q_{p2} - q_f; \\ q_3 &= q_{p3} - q_r; q_4 = q_{p4} - q_r. \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $q_{pi} (i = 1, 2, 3, 4)$ 为上述液压缸中活塞运动产生的流量; q_f, q_r 分别为前后作动器上下腔压力差导致的液体泄露量,计算公式为:

$$q_f = (p_1 - p_2)/R_f, q_r = (p_4 - p_3)/R_r. \quad (5)$$

其中: R_f, R_r 分别为前后液压缸的泄露系数。进一步得到泄露矩阵 \mathbf{R} 为:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} -1/R_f & 1/R_f & 0 & 0 \\ -1/R_f & 1/R_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1/R_r & -1/R_r \\ 0 & 0 & 1/R_r & -1/R_r \end{bmatrix}.$$

前、后作动器的活塞与缸体的相对运动速度 v_f, v_r 分别为:

$$\begin{aligned} v_f &= \dot{Z}_{ab} = l_2(-\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + \\ &\quad l_2/l_1(\dot{z}_{uA} - \dot{z}_{sA} - (\dot{z}_{uB} - \dot{z}_{sB})); \\ v_r &= \dot{Z}_{cd} = l_2(-\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + \\ &\quad l_2/l_1(\dot{z}_{uC} - \dot{z}_{sC} - (\dot{z}_{uD} - \dot{z}_{sD})). \end{aligned} \quad (6)$$

活塞上下运动导致的流量 q_{pi} 为:

$$\begin{aligned} q_{p_1} &= A_1 v_t, q_{p_2} = A_2 v_t, q_{p_3} = A_3 v_t, \\ q_{p_4} &= A_4 v_t. \end{aligned} \quad (7)$$

将式(7)合成为流量矩阵 q_p :

$$q_p = \mathbf{AD}_4 \dot{Y}(t). \quad (8)$$

其中系数矩阵 \mathbf{D}_4 为:

$$\mathbf{D}_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -B l_2/l_1 & l_2/l_1 & -l_2/l_1 & 0 & 0 & -l_2 & l_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B l_2/l & l_2/l_1 & -l_2/l_1 & 0 & 0 & -l_2 & l_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B l_2/l & 0 & 0 & l_2/l_1 & -l_2/l_1 & 0 & 0 & l_2 & -l_2 \\ 0 & 0 & -B l_2/l & 0 & 0 & l_2/l_1 & -l_2/l_1 & 0 & 0 & l_2 & -l_2 \end{bmatrix}$$

综合式(4)~式(8)可得:

$$q(t) = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} = \mathbf{AD}_4 \dot{Y}(t) + \mathbf{R}p(t). \quad (9)$$

1.2.3 液压系统建模

为建立机械系统和液压系统之间的关系,从边界条件出发,建立流量与压力的关系 $q = f(p)$. 将式(9)作拉普拉斯变换,得:

$$Q(s) = s\mathbf{AD}_4 Y(s) + \mathbf{R}P(s), \quad (10)$$

$$Q(s) = \mathbf{Z}(s)^{-1} P(s). \quad (11)$$

式中: $\mathbf{Z}(s)$ 是由液压系统元件决定的阻抗矩阵. 将式(11)代入式(10),有:

$$\mathbf{Z}(s)^{-1} P(s) = s\mathbf{AD}_4 Y(s) + \mathbf{R}P(s), \text{ 得到:}$$

$$P(s) = s\mathbf{E}(s)\mathbf{AD}_4 Y(s). \quad (12)$$

式中: $\mathbf{E}(s) = [\mathbf{Z}(s)^{-1} - \mathbf{R}]^{-1}$, 如忽略内泄漏, 则有 $\mathbf{E}(s) = \mathbf{Z}(s)$.

1.2.4 耦合方程

将式(3)作拉普拉斯变换,并将式(12)代入:

$$s^2 \tilde{\mathbf{M}}Y(s) + s\tilde{\mathbf{C}}Y(s) + \tilde{\mathbf{K}}Y(s) = s^2 \mathbf{D}_3 \mathbf{A}E(s)\mathbf{AD}_4 Y(s) + \mathbf{F}_x(s).$$

整理为:

$$[s^2 \tilde{\mathbf{M}} + s\tilde{\mathbf{C}}(s) + \tilde{\mathbf{K}}]Y(s) = \mathbf{F}_x(s). \quad (13)$$

式中: $\tilde{\mathbf{C}}(s) = \tilde{\mathbf{C}} + \mathbf{C}(s)$, $\mathbf{C}(s) = -\mathbf{D}_3 \mathbf{A}E(s)\mathbf{AD}_4$ 为液压系统的阻尼矩阵.

将式(13)写成状态空间形式,定义状态变量 \mathbf{X}

$= [\mathbf{Y} \quad \dot{\mathbf{Y}}]^T$, 得到机械多刚体与液压耦合系统的频域特征方程为:

$$s\mathbf{X}(s) = \tilde{\mathbf{A}}(s)\mathbf{X}(s) + \mathbf{B}U(s). \quad (14)$$

$$\text{式中: } \tilde{\mathbf{A}}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\tilde{\mathbf{M}}^{-1}\tilde{\mathbf{K}} & -\tilde{\mathbf{M}}^{-1}\tilde{\mathbf{C}}(s) \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{M}}^{-1} \end{bmatrix}.$$

1.3 阻抗矩阵 $\mathbf{Z}(s)$

液压系统使用无质量和无能量损失的刚性管道物理连接各个液压元件,管内流动的流体作为传递介质. 由于管内流体是有质量的,当液体的运动参数(如流速)发生变化时,流体的惯性作用就有阻止速度变化的趋势,该趋势将引起压力的变化.

液压互连系统由 2 个液压缸和 2 个蓄能器及管路组成,前、后稳定杆的液压缸上下腔分别对应相连,原理图如图 4 所示.

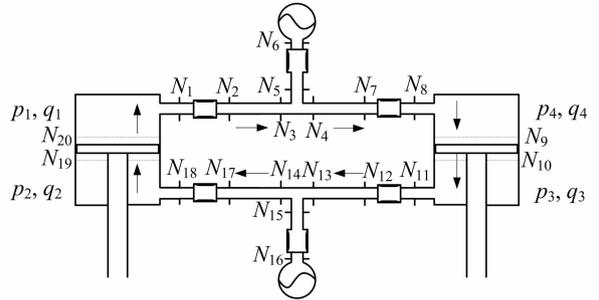


图 4 KDSS 液压系统原理图

Fig. 4 The schematic of KDSS hydraulic system

根据图 4 的油液流向,建立各腔之间的压力与流量之间的关系式:

$$\begin{bmatrix} p_4 \\ -q_4 \end{bmatrix} = \overbrace{\begin{bmatrix} T_{11}^a & T_{12}^a \\ T_{21}^a & T_{22}^a \end{bmatrix}}^{\mathbf{T}^a} \begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix} = \overbrace{\begin{bmatrix} T_{11}^b & T_{12}^b \\ T_{21}^b & T_{22}^b \end{bmatrix}}^{\mathbf{T}^b} \begin{bmatrix} p_3 \\ -q_3 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

式中: $\mathbf{T}^a, \mathbf{T}^b$ 分别为两条液压回路的阻抗矩阵. 将式(15)写成 $Q(s) = \mathbf{Z}(s)^{-1} P(s)$ 形式,得到:

$$\mathbf{Z}(s) = \begin{bmatrix} -T_{22}^a/T_{21}^a & 0 & 0 & -1/T_{21}^a \\ 0 & T_{11}^b/T_{22}^b & T_{11}^b T_{22}^b/T_{21}^b - T_{12}^b & 0 \\ 0 & 1/T_{21}^b & T_{22}^b/T_{21}^b & 0 \\ T_{12}^a - T_{11}^a T_{22}^a & 0 & 0 & -T_{11}^a/T_{21}^a \end{bmatrix}$$

求得 $\mathbf{T}^a(s), \mathbf{T}^b(s)$, 即可得到液压系统提供的阻尼矩阵, 则从 $\tilde{\mathbf{A}}$ 矩阵就能求得特征值和特征向量, 从而获取系统模态参数. 下面计算各液压元件的传递矩阵, 建立通路矩阵.

1.3.1 管路

KDSS 管路是封闭管道, 选用粘性可压缩流体直管动力学模型模拟液压管路动态特性, 模型中假定液体在管道中作轴对称流动, 无径向压力分布, 则

液体等效扰动速度 a_E 为:

$$a_E = a_s [1 + 2\beta_F r / (E\delta)]^{-1/2}. \quad (16)$$

式中: $a_s = (\beta_F / \bar{\rho})^{1/2}$ 为流体声速; β_F 为流体体积模量; $\bar{\rho}$ 为液体扰动密度; r 为油管内半径; E 为油管弹性模量; δ 为油管壁厚.

设液体动力粘度为 u , 平均运动粘度 $\bar{v} = u / \bar{\rho}$, 运动速度含轴向速度分量 v_x 和径向速度分量 v_y , 则状态方程为:

$$\frac{dp}{d\rho} = a_E^2. \quad (17)$$

连续方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{\rho} \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) = 0. \quad (18)$$

动量方程为:

$$\bar{\rho} \frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = \bar{u} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_x}{\partial r} \right). \quad (19)$$

式(17)~式(19)所确定的二维粘性可压缩流体模型,在边界约束下表达成由传播因子 Γ 和阻抗因子 Z_c 所定义的场传递矩阵:

$$\mathbf{T}^p(s) = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma(s)] & -Z_c(s) \sinh[\Gamma(s)] \\ -\frac{\sinh[\Gamma(s)]}{Z_c(s)} & \cosh[\Gamma(s)] \end{bmatrix}. \quad (20)$$

其中传播因子 Γ 为:

$$\Gamma(s) = (L_s / a_E) \left[1 - \frac{2J_1(ir\sqrt{s/\bar{v}})}{(ir\sqrt{s/\bar{v}})J_0(ir\sqrt{s/\bar{v}})} \right]^{-1/2}. \quad (21)$$

阻抗因子 Z_c 为:

$$Z_c(s) = (\bar{\rho} a_E / A_p) \left[1 - \frac{2J_1(ir\sqrt{s/\bar{v}})}{(ir\sqrt{s/\bar{v}})J_0(ir\sqrt{s/\bar{v}})} \right]^{-1/2}. \quad (22)$$

式中: L 和 A_p 分别为管路长度和管内横截面积.

1.3.2 阻尼阀

KDSS 中阻尼作用来自两方面:一是液体在作动器内部和管路中流动的沿程和局部阻力;二是蓄能器内气体在气室内压缩和膨胀过程中和外界热交换产生的阻力.通常,液压系统中的阻尼阀由阻尼孔和节流孔组合实现,在 KDSS 中,硬管提供固定的压力损失系统.将静平衡位置时液压缸所处位置的阻尼阀阻尼特性作线性化处理,定义两者比值为 Z_v , 流体由液压缸流至油管的线性化压力损失系数为 R_s , R_s 决定系数 Z_v , $Z_v = R_s + R_v$. 忽略油液流经阻尼阀的体积变化,则阻尼阀的点传递矩阵 Ω^v 为:

$$\Omega^v = \begin{bmatrix} 1 & -Z_v \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (23)$$

1.3.3 蓄能器

KDSS 采用隔膜式蓄能器,忽略膜片弹性,且假设蓄能器内气体与外界无热交换.设蓄能器内气体的预充压力和预充体积为 p_p, V_p , 管路系统的平均工作压力为 \bar{p} , 则蓄能器中惰性气体体积由 V_p 变成对应压力下蓄能器气体体积 \bar{V} , 满足气体绝热平衡方程 $p_p V_p^\gamma = \bar{p} \bar{V}^\gamma$, γ 为气体多变指数.进一步得到蓄能器内气体压力 p_A 与体积 V_A 、流量 q_A 之间的关系:

$$\frac{\partial p_A}{\partial V_A} = \frac{\gamma V_w p_w}{V_A}. \quad (24)$$

蓄能器的点阻抗传递阵 $\mathbf{T}^A(s)$ 为:

$$\mathbf{T}^A(s) = \frac{\partial p_A}{\partial q_A} = -\gamma \bar{p}^2 / (s p_p V_p). \quad (25)$$

1.3.4 三向阀

三向阀连接蓄能器的出口端和 2 个油管,流动方向定义如图 3 所示,在图 4 中两个三向接头处满足的压力和流量关系为:

$$\begin{aligned} p_3 &= p_4 = p_5; q_3 + q_5 = q_4; \\ p_{13} &= p_{14} = p_{15}; q_{13} + q_{15} = q_{14}. \end{aligned} \quad (26)$$

结合式(26),忽略三向阀内部结构导致的流量压力损失,获得蓄能器和三向阀的上下游压力和流量的点传递阵 Δ^j 为:

$$\Delta^j = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/(T^A - Z_v) & 1 \end{bmatrix}. \quad (27)$$

1.3.5 系统通路矩阵

流体的通路矩阵是指同一油路中流量呈连续变化的两截面之间的状态量,即压力和流量的传递阵.图 5 所示油路按压力突变划分为不同的截面位置,上腔之间和下腔之间的油路均由 2 个阻尼阀和 1 个三向阀将管路分为 4 段,按照传递矩阵理论,具有串联或并联连接形式的液压元件所决定的传递矩阵,形成该段通路矩阵.结合式(16)~式(27),得到 2 条油路的通路矩阵为:

$$\begin{aligned} T^u(s) &= T_{8 \rightarrow 9} \Omega_{7 \rightarrow 8} T_{4 \rightarrow 7} \Delta_{3 \rightarrow 4} T_{2 \rightarrow 3} \Omega_{1 \rightarrow 2} T_{20 \rightarrow 1}, T^b(s) = \\ &T_{18 \rightarrow 19} \Omega_{17 \rightarrow 18} T_{14 \rightarrow 17} \Delta_{13 \rightarrow 14} T_{12 \rightarrow 13} \Omega_{11 \rightarrow 12} T_{10 \rightarrow 11}. \end{aligned} \quad (28)$$

从而可求得阻抗阵 $\mathbf{Z}(s)$, 代入系统方程,可求解系统的特征值和特征方程.

2 模态求解

液压系统的刚度和阻尼特性参数影响机械液压耦合系统的振动特性,通过数值最优化迭代寻根方法,求解矩阵行列式 $J(s) = |\det(s\mathbf{I} - \hat{\mathbf{A}}(s))| \equiv 0$ 在给定频域范围内的根,获得给定频域范围内的矩

阵行列式的局部极值,从而辨识出特征值并计算出相应的特征向量.求解式(11)转化为求解与特征矩阵 $\tilde{\mathbf{A}}(s)$ 相关的矩阵行列式 $\mathbf{J}(s) = |\det(s\mathbf{I} - \tilde{\mathbf{A}}(s))| \equiv 0$ 的根,行列式的求根过程本质是最优化问题,即 $\mathbf{J}(s) \rightarrow \min$, 满足 $s_{\min} \leq s \leq s_{\max}$. 现基于这种辨识方法获得的特征值和特征向量,对该耦合系统的固有频率和模态振型进行分析,并与不带 ARB 的传统悬架车辆和带有 ARB 的车辆进行模态特性的对比.模型仿真系统参数如表 1 所示.

根据表 1 的参数,可得出目标函数 $\mathbf{J}(s)$ 在一定的频域范围内的数值,图 5 为 $|\det(s\mathbf{I} - \tilde{\mathbf{A}}(s))|$ 的三维图,通过该图可识别前几阶频率范围的特征值和特征向量,从而得到系统的固有频率和对应的模态振型,将前 7 阶的特征值按照对应的固有频率的大小从低到高排列如表 2 所示,前 3 阶固有频率和模态振型对应车身为主的振动模态,而后 4 个模态参数对应车轮为主的模态.

表 1 系统参数值
Tab. 1 System parameters

参数	符号	参数值
簧上质量/kg	m_s	2 250
俯仰转动惯量/(kg·m ²)	I_{yy}	1 748
侧倾转动惯量/(kg·m ²)	I_{xx}	2 242
质心到前轴距离/m	a	1.3
质心到后轴距离/m	b	1.5
悬架至纵向对称面的距离/m	t_t/t_r	0.75
车轮质量/kg	m_{uf}/m_{ur}	100
悬架刚度/(N·mm ⁻¹)	k_{sf}/k_{sr}	117.5
悬架阻尼/(N·s·mm ⁻¹)	C_{sf}/C_{sr}	3.5
轮胎刚度/(N·mm ⁻¹)	k_{tf}/k_{tr}	800
ARB 侧倾刚度/(N·mm ⁻¹)	K_l/K_r	50
无杆腔面积/m ²	A_1/A_4	0.005
有杆腔面积/m ²	A_2/A_3	0.004 22
油液密度/(kg·m ⁻³)	ρ	870
油管横截面积/m ³	A_p	0.000 23
蓄能器预充体积/L	V_p	0.5

3 结果分析

根据表 2~表 4 的结果,对装有 KDSS 整车分别与不带 ARB、带 ARB 的车辆进行模态对比分析.

安装 KDSS 之后,越野车的各模态产生了变化.相对于不带 ARB 车辆的侧倾模态频率 1.5 Hz,装 KDSS 车辆增大到 1.546 Hz,说明 KDSS 能提高整车的侧倾刚度,而侧倾模态的阻尼比变化很小,说明在不考虑作动器和管路阻尼的情况下,KDSS 对原车阻尼影响很小;相对于不带 ARB 悬架车辆的俯仰模态频率 3.36 Hz,装 KDSS 车辆增大到 3.4 Hz,说明 KDSS 对整车的抗俯仰性能有所提高,但幅度较小;车身垂向模态的固有频率从 1.95 Hz 增大至 1.96 Hz,幅度很小,可以忽略.以上结果证明安装 KDSS 之后整车车身侧倾模态的固有频率提高了,对车身垂向模态和俯仰模态的影响不大,装有 KDSS 车辆的车身侧倾刚度提高可以有效地提高车辆在转弯时的安全性,抑制车辆侧翻现象的发生.

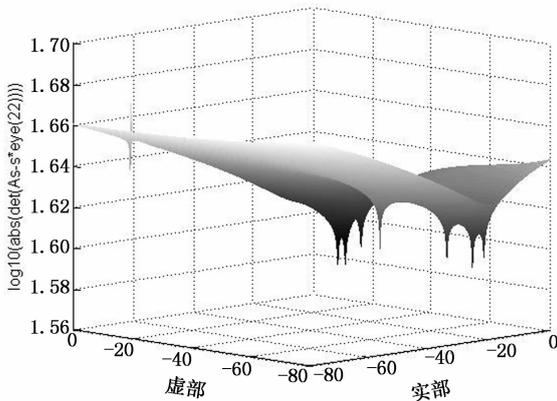


图 5 $|\det(s\mathbf{I} - \tilde{\mathbf{A}}(s))|$ 的三维图

Fig. 5 The three-dimensional map of $|\det(s\mathbf{I} - \tilde{\mathbf{A}}(s))|$

为研究 KDSS 对整车动态特性的影响,分别建立不带 ARB 和带 ARB 的车辆模型,求得固有频率、阻尼比和模态阵型,分别如表 3、表 4 所示.

表 2 装 KDSS 车辆固有频率、阻尼比和模态振型

Tab. 2 The KDSS loaded vehicle's natural frequencies, damping ratios and mode shapes

模态	f/Hz	ξ	z_s	θ	φ	z_{uA}	z_{uB}	z_{uC}	z_{uD}
车身侧倾	1.546	0.11	0	0	1	0.15-0.05i	-0.15+0.05i	0.15-0.05i	-0.15+0.05i
车身垂向	1.96	0.14	1	-0.078	0	0.22-0.01i	0.22-0.1i	0.18-0.06i	0.18-0.04i
车身俯仰	3.4	0.23	0.055	1	0	-0.25+0.14i	-0.25+0.14i	0.31-0.17i	0.31-0.17i
前后车轮反向跳动	12.63	0.264 4	-0.004+0.07i	-0.078+0.12i	0	-0.8	-0.8	1	1
四轮同向跳动	12.492	0.236	-0.04+0.05i	0.003-0.004i	0	1	1	0.8	0.8
左右车轮反向跳动	12.52	0.23	0	0	0.034-0.04i	-1	1	-1	1
扭曲跳动	12.57	0.222	0	0	0	1	-1	-1	1

表3 不带 ARB 车辆固有频率、阻尼比和模态振型
Tab.3 The natural frequency, damping ratio and mode shapes of the vehicle which without ARB

模态	f/Hz	ξ	z_s	θ	φ	z_{uA}	z_{uB}	z_{uC}	z_{uD}
车身侧倾	1.5	0.112 4	0	0	1	$0.14-0.03i$	$-0.14+0.03i$	$0.14-0.03i$	$-0.14+0.03i$
车身垂向	1.95	0.145 5	1	-0.078	0	$0.21-0.07i$	$0.21-0.07i$	$0.17-0.05i$	$0.17-0.05i$
车身俯仰	3.36	0.241 6	0.055	1	0	$-0.23+0.14i$	$-0.23+0.14i$	$0.29-0.173i$	$0.29-0.173i$
前后车轮反向跳动	12.16	0.264 4	$-0.004+0.07i$	$-0.075+0.124i$	0	-0.8	-0.8	1	1
四轮同向跳动	12.41	0.236 6	$-0.038+0.053i$	0.003	0	1	1	0.8	0.8
左右车轮反向跳动	12.45	0.230 8	0	0	$-0.033+0.025i$	-1	1	-1	1
扭曲跳动	12.51	0.222 7	0	0	0	-1	1	1	-1

表4 带 ARB 车辆固有频率、阻尼比和模态振型
Tab.4 The natural frequency, damping ratio and mode shapes of the vehicle with ARB

模态	f/Hz	ξ	z_s	θ	φ	z_{uA}	z_{uB}	z_{uC}	z_{uD}
车身侧倾	1.56	0.100 0	0	0	1	$0.17-0.032i$	$-0.17+0.03i$	$0.17-0.03i$	$-0.17+0.03i$
车身垂向	1.95	0.145 5	1	-0.078	0	$0.21-0.065i$	$0.21+0.065i$	$0.17-0.05i$	$0.17+0.05i$
车身俯仰	3.36	0.241 6	0.055	1	0	$-0.23+0.14i$	$-0.23+0.14i$	$0.29-0.17i$	$0.29-0.17i$
前后车轮反向跳动	12.16	0.263 7	$-0.004+0.07i$	$-0.075+0.12i$	0	-0.8	-0.8	1	1
四轮同向跳动	12.41	0.236 6	$-0.04+0.053i$	$0.003+0.04i$	0	1	1	0.8	0.8
左右车轮反向跳动	12.86	0.224 4	0	0	$-0.04-0.04i$	1	-1	1	-1
扭曲跳动	12.9	0.216 0	0	0	0	1	-1	-1	1

相对于带 ARB 车辆,安装 KDSS 车辆的车轮扭转模态固有频率从 12.90 Hz 减小到 12.57 Hz,有明显降低,与不带 ARB 车辆的车轮扭转模态固有频率相差较小,扭转固有频率的下降说明 KDSS 在扭转路面时会解除 ARB 的作用,使悬架的动挠度增大,车轮能充分接触到地面,车辆的越野性和通过性变好.对于在崎岖山路行驶的越野车辆而言,它的作用是必不可少的,并且对车身而言,减小或消除了 4 个橡胶套接触点扭转力的作用,释放了车身受到的扭转力,延长了车辆的使用寿命.

4 结 论

建立了装有 KDSS 的车辆频域模型,利用传递矩阵法推导出液压系统每个回路的阻抗阵,组成通路矩阵,运用寻根求最优特征值方法,获得了机械液压耦合系统的特征值.分析了 KDSS 的模态特性,与不带 ARB 车辆和带 ARB 车辆的频域模型进行了对比,结果表明,KDSS 与传统 ARB 一样,提高了

车辆侧倾刚度,并且 KDSS 消除了稳定杆的扭转,降低了簧下的扭转刚度,使车轮能充分接触地面,保证了车辆良好的通过性.

参考文献

- [1] GOSSELIN-BRISSON S, BOUAZARA M, RICHARD M J. Design of an active anti-roll bar for off-road vehicles[J]. Shock and Vibration, 2009, 16(2): 155-174.
- [2] CRONJE'P H, ELS P S. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar[J]. Journal of Terramechanics, 2010, 47(3): 179-189.
- [3] 李显生. 商用车行驶安全性及主动横向稳定器的研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2002.
LI Xian-sheng. Driving safety of commercial vehicle with active anti-roll bar[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2002. (In Chinese)
- [4] 郭孔辉, 陈禹行, 庄晔, 等. 油气耦合悬架系统的建模与仿真研究[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2011, 38(3): 29-33.
GUO Kong-hui, CHEN Yu-xing, ZHUANG Ye, et al. Modeling and simulation study of hydro-pneumatic interconnected suspension system [J]. Journal of Hunan University: Natural

- Sciences, 2011, 38(3): 29-33. (In Chinese)
- [5] SMITH W A, ZHANG N, HU W. Hydraulically interconnected vehicle suspension; handling performance[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(1): 87-106.
- [6] ZHANG N, SMITH W A, JEYAKUMARAN J. Hydraulically interconnected vehicle suspension; Background and modelling [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(1): 17-40.
- [7] 丁飞, 张农, 韩旭. 安装液压互联悬架货车的机械液压多体系统建模及模态分析[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(6): 116-123.
DING Fei, ZHANG Nong, HAN Xu. Modeling and modal analysis of multi-body truck system fitted with hydraulically interconnected suspension [J]. *Journal Mechanical Engineering*, 2012, 48(6): 116-123. (In Chinese)
- [8] AOYAMA Y, KAWABATE K, HASEGAWA S. Development of the fully active suspension by Nissan[J]. *SAE Paper* 901747, 1990, 99(6): 77-85.
- [9] 郭孔辉, 余五辉, 章新杰, 等. 自适应半主动悬架系统控制策略 [J]. *湖南大学学报: 自然科学版*, 2013, 40(2): 39-44.
GUO Kong-hui, YU Wu-hui, ZHANG Xin-jie, *et al.* Semi-active suspension adaptive control strategy [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2013, 40(2): 39-44. (In Chinese)
- [10] 方敏, 应艳杰, 汪洪波, 等. 基于整车转向模型的汽车主动悬架控制研究[J]. *中国机械工程*, 2006, 17(4): 431-439.
FANG Min, YING Yan-jie, WANG Hong-bo, *et al.* Study on active suspension control based on full-vehicle model of steering and suspension systems [J]. *China Mechanical Engineering*, 2006, 17(4): 431-439. (In Chinese)
- [11] 李伟平, 柳超, 窦现东, 等. 油气悬架的不确定性多目标优化 [J]. *湖南大学学报: 自然科学版*, 2014, 41(10): 27-34.
LI Wei-ping, LIU Chao, DOU Xian-dong, *et al.* Multi-objective optimization based on uncertainty in hydro-pneumatic suspension [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2014, 41(10): 27-34. (In Chinese)
- [12] 周兵, 吕续宁, 范璐, 等. 主动悬架与主动横向稳定杆的集成控制 [J]. *中国机械工程*, 2014, 25(14): 1978-1983.
ZHOU Bing, LV Xu-ning, FAN Lu, *et al.* Integrated control of active suspension system and active roll stabilizer [J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, 25(14): 1978-1983. (In Chinese)
- [13] 周兵, 赵保华. 汽车主动悬架自适应模糊 PID 控制仿真研究 [J]. *湖南大学学报: 自然科学版*, 2009, 36(12): 27-30.
ZHOU Bing, ZHAO Bao-hua. Simulation study of self-adaptive fuzzy-PID control of active suspension [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2009, 36(12): 27-30. (In Chinese)
- [14] 宋晓琳, 赵丕云. 用于汽车主动悬架的模糊控制器的研究 [J]. *湖南大学学报: 自然科学版*, 2000, 27(2): 42-46.
SONG Xiao-lin, ZHAO Pi-yun. A fuzzy logic controller for vehicle active suspension system [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2000, 27(2): 42-46. (In Chinese)
- [15] HEYRING C B, BAY E. Roll stabilization mechanisms in vehicular suspension systems; US, 6302417B1 [P]. 2001-08-16.