

轴箱内置高速列车一系液压抗侧滚装置研究

唐羽,罗仁,石怀龙

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:针对高速列车轴箱内置转向架抗侧滚刚度不足的问题,设计一种液压抗侧滚装置,在不增加一系垂向刚度的同时能显著提高车辆抗侧滚刚度。该装置在轮对两侧安装垂向液压缸,左右液压缸之间通过交叉管路连接以实现抵抗构架侧滚的功能。采用 Zielke 模型模拟管路流动,考虑油液压缩性建立非线性模型,开展特性仿真研究。结果表明:油腔结构参数对静态特性影响较大,交叉管路直径和长度对动态特性影响较大;重车工况下该装置能提供大于 $1.5 \text{ MN} \cdot \text{m}/\text{rad}$ 的等效侧滚刚度,而等效垂向刚度仅为 $0.2 \text{ MN}/\text{m}$;在 20 Hz 以后的动态刚度显著增大,需设置合适的橡胶节点刚度以减少高频振动传递。

关键词:高速列车;轴箱内置转向架;液压抗侧滚装置;交叉管路

中图分类号: U260.33 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2023)03-0222-05

Study on Primary Hydraulic Anti-roll Device for High-speed Train with Inside Axle-box

TANG Yu, LUO Ren, SHI Huailong

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: This paper proposes a hydraulic anti-roll device to solve the insufficient anti-roll stiffness of inside axle-box bogie for high-speed train, which can significantly enhance anti-roll stiffness without increasing the primary vertical stiffness of the vehicle. The vertical hydraulic cylinders of the device are installed on both sides of wheelset, and the left and right hydraulic cylinders are cross-connected through pipelines to realize the resistance to frame's rolling. The Zielke model is used to simulate oil flow in pipelines, and the nonlinear model is established to study its properties by simulation, considering oil compressibility. The results show that the structural parameters of oil chambers have a great influence on the static properties, and the diameter and length of interconnected pipelines affect the dynamic properties significantly. In operating condition of heavy vehicle, the rolling stiffness is bigger than $1.5 \text{ MN} \cdot \text{m}/\text{rad}$, while the vertical stiffness is only $0.2 \text{ MN}/\text{m}$. When excitation frequency is larger than 20 Hz , the dynamic stiffness will obviously increase. In order to reduce high-frequency vibration transmission, appropriate stiffness of rubber joint needs to be set.

Keywords: high-speed train; inside axle-box bogie; hydraulic anti-roll device; interconnected pipelines

0 引言

我国高速列车运营速度不断提高,正在开发的时速 400 km 新一代高速列车转向架应保证高经济性和高可靠性,实现轻量化、低能耗和低维护的目标。轴箱内置转向架具有质量轻、轮轨作用力小等优点,可以达到降低成本、节能减排等目的,在国外多种客车上被成功应用,是我国新一代高速列车的重要发展方向^[1]。

轴箱内置转向架一系悬挂横向跨距比轴箱外置时大幅度减小,车轴和构架横梁缩短,簧下和构架质量明显降低^[2-4]。轴箱内置转向架如果不显著增大一系垂向刚度,一系侧滚刚度就会降低,对横向动力学性能产生影响;如果增大一系垂向刚度以满足抗侧滚要求,则一系垂向隔振能力会显著降低^[5]。当高速列车经过道岔、曲线以及受到侧风作用时,车体侧滚可能导致动态包络线超过限界,甚至引发脱轨和倾覆事故^[6]。为提高抗侧滚能力,常用措施为增大悬挂的横向跨距或安装抗侧滚扭杆装置,抗侧

滚扭杆提供侧滚刚度且不影响车辆浮沉运动,但对经过扭曲线路时的轮重分配和高频隔振不利^[7-8]。此外,在汽车领域,采用具有交叉管路结构的液压互联悬架提高抗侧倾稳定性,目前已经开展了大量相关仿真分析和试验研究^[9-11],可为研发新型轨道车辆抗侧滚装置提供思路。

本文针对高速列车轴箱内置转向架一系侧滚刚度不足的问题,设计一种交叉管路连接的液压抗侧滚装置,阐述装置的结构和作用原理,建立数学模型,分析其静态和动态特性。

1 交叉管路连接液压抗侧滚装置原理

如图 1 所示,一系抗侧滚装置采用液压-气动系统,由两个分别置于左、右两侧轴箱和构架之间的工作缸(液压缸)、连接左、右侧工作缸的交叉管路以及包含气囊的管路腔组成。工作缸活塞及活塞杆在外力作用下随构架和轴箱相对运动,活塞将工作缸分为下腔 C_1 (无杆腔)和上腔 C_2 (有杆腔)。活塞杆外侧端部和工作缸底部设有橡胶

节点,通过节点连接构架和轴箱,并起到缓冲作用。左侧工作缸上腔 C_{2L} 、管路腔 C_{p1} 、右侧工作缸下腔 C_{1R} 通过管路连通,形成油液通路 W_1 ;左侧工作缸下腔 C_{1L} 、管路腔 C_{p2} 、右侧工作缸上腔 C_{2R} 通过管路连通,形成油液通路 W_2 。管路腔 C_{p1} 、 C_{p2} 内部含有充满惰性气体的气囊 G_1 和 G_2 。

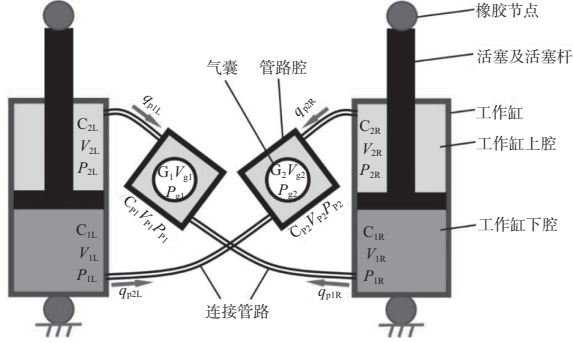


图1 一系抗侧滚装置整体结构

当转向架构架相对轮对侧滚运动时,两侧活塞及活塞杆反向运动。以压缩左侧活塞、拉伸右侧活塞为例,左侧下腔和右侧上腔均要排出油液到管路腔 C_{p2} ,而左侧上腔和右侧下腔均需要从管路腔 C_{p1} 补充油液,两个管路腔多出和不足的油液体积由气囊压缩和膨胀来填充,这样就能形成一定刚度阻碍构架相对轮对的侧滚运动。当构架相对轮对浮沉运动时,两侧活塞及活塞杆同向运动,以构架相对轮对向上运动为例,两侧工作缸上腔均排出油液,下腔均需要补充油液,通过交叉管路可以把上腔油液排出到下腔,下腔不足空间由两个气囊的膨胀排出管路腔油液来补充,这样就提供了一定的垂向刚度。在活塞位移量相同的情况下,浮沉工况时的气囊变形量比侧滚工况时大大减小,从而该装置能提供较大的等效侧滚刚度和较小的等效垂向刚度。

由于一系悬挂左右间距较大,连接管路长度会达到 1~2 m。高速列车一系悬挂主要受到轨道不平顺激扰,频率成分比较丰富,油液在管路中的流动主要以瞬态流动为主;当车辆通过水平曲线或者受到侧风作用时,构架相对轮对侧滚运动的频率比较低,此时该装置主要体现为静态特性。为此,建立该装置的瞬态动力学模型,分析其静态和动态特性。

2 抗侧滚装置数学模型

2.1 活塞受力分析

如图2所示,活塞及活塞杆作为一个整体,其受力包括橡胶节点作用力、油液压力及活塞与缸体之间的摩擦力。根据牛顿定律,活塞体运动方程为

$$m_r \ddot{x} = F_m + (P_2 - P_a)A_2 - (P_1 - P_a)A_1 - F_{fr} - F_{fp} \quad (1)$$

式中: m_r 为活塞体质量; x 为活塞体位移; P_1 为工作缸下腔油压; P_2 为工作缸上腔油压; P_a 为大气压; A_1 为活塞底部面积; A_2 为工作缸上腔环形面积; F_m 为橡胶节点作用力; F_{fr} 为工作缸端部与活塞杆之间的摩擦力; F_{fp} 为工作缸

与活塞之间的摩擦力。

将活塞杆端部橡胶节点等效简化为弹簧与阻尼并联力元,如图3所示,其作用力表达式为

$$F = F_m = k_{rb}(x_1 - x) + c_{rb}(\dot{x}_1 - \dot{x}) \quad (2)$$

式中: k_{rb} 为节点刚度; c_{rb} 为节点阻尼。

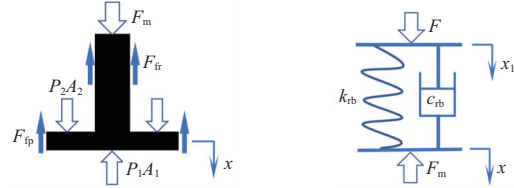


图2 活塞体受力分析图 图3 橡胶节点简化模型

2.2 腔室油液状态流量方程

考虑油液压缩性,左右侧工作缸腔室油液压力变化率 \dot{P}_{1L} 、 \dot{P}_{1R} 、 \dot{P}_{2L} 、 \dot{P}_{2R} 分别为

$$\begin{cases} \dot{P}_{1L} = E(A_1 \dot{x}_L - q_{p2L}) / V_{1L} \\ \dot{P}_{1R} = E(A_1 \dot{x}_R - q_{p1R}) / V_{1R} \\ \dot{P}_{2L} = E(q_{p1L} - A_2 \dot{x}_L) / V_{2L} \\ \dot{P}_{2R} = E(q_{p2R} - A_2 \dot{x}_R) / V_{2R} \end{cases} \quad (3)$$

式中: E 为体积模量; \dot{x}_L 、 \dot{x}_R 分别为左、右侧活塞体运动速度; V_{1L} 、 V_{2L} 分别为左侧工作缸下腔和上腔体积; V_{1R} 、 V_{2R} 分别为右侧工作缸下腔和上腔体积; q_{p1L} 、 q_{p1R} 分别为 C_{2L} 、 C_{1R} 与 C_{p1} 之间连接管路的流量; q_{p2L} 、 q_{p2R} 分别为 C_{1L} 、 C_{2R} 与 C_{p2} 之间连接管路的流量,如图1所示。

管路腔油液压力变化率 \dot{P}_{p1} 、 \dot{P}_{p2} 分别为

$$\begin{cases} \dot{P}_{p1} = E(q_{p1R} - q_{p1L}) / V_{p1} \\ \dot{P}_{p2} = E(q_{p2L} - q_{p2R}) / V_{p2} \end{cases} \quad (4)$$

式中 V_{p1} 、 V_{p2} 分别为管路腔 C_{p1} 、 C_{p2} 中油液体积。

工作缸腔室体积为

$$\begin{cases} V_1 = V_{10} - A_1 x \\ V_2 = V_{20} + A_2 x \end{cases} \quad (5)$$

式中 V_{10} 、 V_{20} 分别为工作缸下腔和上腔初始体积。

油液通路 W_1 、 W_2 的油液总体积 V_{oil1} 、 V_{oil2} 分别为

$$\begin{cases} V_{oil1} = V_{2L} + V_{1R} + V_{p1} \\ V_{oil2} = V_{1L} + V_{2R} + V_{p2} \end{cases} \quad (6)$$

管路腔总体积 V_{pall} 等于腔内油液体积与气囊体积之和,故气囊体积 V_g 为

$$V_g = V_{pall} - V_p \quad (7)$$

当活塞体在工作缸中运动时,管路腔油液体积随之变化,气囊中气体变化为绝热过程,可以利用理想气体多变过程方程描述气囊压力 P_g :

$$P_g = P_{g0} (V_{g0} / V_g)^n \quad (8)$$

式中: P_{g0} 为气囊初始压力; V_{g0} 为气囊初始体积; n 为气体多变指数。

2.3 摩擦力

为提高计算效率,采用库仑摩擦模型来模拟工作缸与活塞、活塞杆之间的摩擦力,计算公式为

$$\begin{cases} F_f = F_{f0} \cdot \frac{\dot{x}}{v_0} & |\dot{x}| \leq v_0 \\ F_f = F_{f0} & |\dot{x}| > v_0 \end{cases} \quad (9)$$

式中: F_{f0} 为恒定库仑摩擦力; \dot{x} 为两个摩擦面相对滑动速度; v_0 为一个恒定速度。

2.4 管路流量模型

管路中油液流动为非稳态层流,考虑管路流动摩擦损失对流量影响,利用非稳态摩阻模型模拟管路瞬态流动变化过程,本文采用 Zielke 模型^[12-13]对管路瞬态流动进行仿真计算。Zielke 模型中,管路流动摩擦损失等于稳态摩擦损失与非稳态摩擦损失之和,如式(10)所示,其中稳态摩擦损失只与瞬时流速有关,而非稳态摩擦损失则考虑历史速度和加速度变化对流动状态的影响。

$$h_f(t) = h_{fs}(t) + h_{fn}(t) = \frac{32\nu}{gD^2} V(t) + \frac{16\nu}{gD^2} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t}(u) W(t-u) du \quad (10)$$

式中: $h_{fs}(t)$ 为稳态摩擦损失; $h_{fn}(t)$ 为非稳态摩擦损失; $V(t)$ 为管路截面瞬时流速; ν 为液体运动黏度, $\nu = \mu/\rho$; μ 为油液动力黏度; ρ 为液体密度。

非稳态摩擦损失与时变加速度通过加权函数 $W(\tau)$ 联系起来, $W(\tau)$ 为

$$\begin{cases} W(\tau) = \sum_{i=1}^5 e^{-n_i \tau} & \tau > 0.02 \\ W(\tau) = \sum_{i=1}^6 m_i \tau (i-2)/2 & \tau \leq 0.02 \end{cases} \quad (11)$$

式中: $n_i = [-26.374\ 4, -70.849\ 3, -135.019\ 8, -218.921\ 6, -322.554\ 4]$; $m_i = [0.282\ 095, -1.250\ 000, 1.057\ 855, 0.937\ 500, 0.396\ 696, -0.351\ 563]$ 。

运用具有固定时间步长的特征网格方法计算管路瞬态流动,如图4所示。该方法将管路均分成若干段,每段长度为 Δx 。为计算 R 点瞬时流速和压力,需要相距一个时间步长的 M 点和 N 点的瞬时流速和压力。

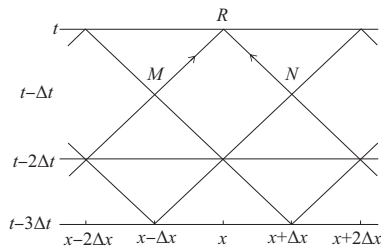


图4 特征网格

由液体流动运动方程和连续性方程,得到管路截面瞬时流动状态方程:

$$\begin{cases} V_R - V_M + (P_R - P_M)/\alpha\rho + \Delta t \cdot gh_{fM} = 0 \\ V_R - V_N + (P_R - P_N)/\alpha\rho + \Delta t \cdot gh_{fN} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\Delta x = \pm a \Delta t \quad (13)$$

式中: a 为远大于流速的波速; h_{fM} 、 h_{fN} 分别为 M 点和 N 点的摩擦损失; Δt 为固定时间步长。

对于特征网格上一点,根据式(12)的一阶有限差分

近似方程计算摩擦损失:

$$h_f(i, k) = \frac{32\nu}{gD^2} V_{i,k} + \frac{16\nu}{gD^2} \sum_{j=1,3,\dots}^{k-1} (V_{i,j+1} - V_{i,j-1}) W[(k-j)\Delta t] \quad (14)$$

3 抗侧滚装置静态和动态特性分析

为减少振动传递,提高抗侧滚能力,该装置等效侧滚刚度应足够大,而等效垂向刚度应尽可能小。

3.1 车辆柔度系数要求

柔度系数是衡量车辆发生侧滚运动难易的动力学指标,柔度系数越大车体越容易发生大角度侧滚运动。针对某型轴箱内置高速列车,根据标准 UIC 505-5^[14] 计算柔度系数随一系抗侧滚装置等效侧滚刚度的变化规律,如图5所示。参考国内类似高速列车,当柔度系数小于0.3时才能满足限界要求,则一系抗侧滚装置等效侧滚刚度需要在空车工况下大于0.21 MN·m/rad,重车工况下大于0.97 MN·m/rad。

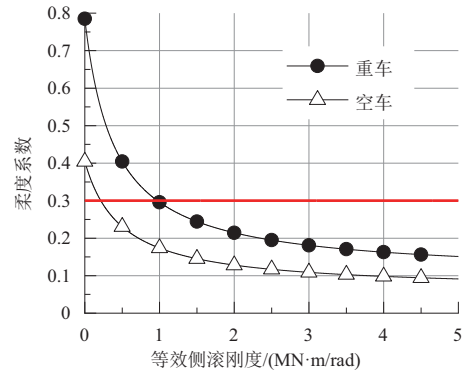


图5 柔度系数随等效侧滚刚度变化规律

3.2 静态特性分析

一系抗侧滚装置处于静态平衡时,会分担部分一系垂向载荷,可通过调整一系弹簧挠度和抗侧滚装置参数实现设定载荷的分配。此时,腔室油液和气囊压力的关系如下:

$$\begin{cases} P_{1L} = P_{2R} = P_{p2} = P_{g2} = P_{g0} (V_{g0}/V_{g2})^n \\ P_{1R} = P_{2L} = P_{p1} = P_{g1} = P_{g0} (V_{g0}/V_{g1})^n \end{cases} \quad (15)$$

垂向静态载荷 F_{z0} 和气囊初始压力 P_{g0} 的关系为

$$P_{g0} = F_{z0}/(A_1 - A_2) + P_a \quad (16)$$

对于油液通路 W_1 、 W_2 ,油液总体积保持不变:

$$V_{oil} = V_{10} + V_{20} + V_{p0} = V_{1L} + V_{2R} + V_{p2} = V_{1R} + V_{2L} + V_{p1} \quad (17)$$

在垂向静态载荷 F_{z0} 作用下,左、右工作缸活塞位移为 x_L 、 x_R 。根据工作缸腔室油液体积变化和式(17),管路腔油液体积可表示为

$$\begin{cases} V_{p1} = V_{p0} + A_1 x_R - A_2 x_L \\ V_{p2} = V_{p0} + A_1 x_L - A_2 x_R \end{cases} \quad (18)$$

管路腔总体积为固定值,由式(15)和式(18),左右侧工作缸腔室压力为

$$\begin{cases} P_{1L} = P_{2R} = P_{g0} [V_{g0}/(V_{g0} - A_1 x_L + A_2 x_R)]^n \\ P_{1R} = P_{2L} = P_{g0} [V_{g0}/(V_{g0} - A_1 x_R + A_2 x_L)]^n \end{cases} \quad (19)$$

静态分析时忽略摩擦力,由活塞运动方程,左右侧工

作缸作用力为

$$\begin{cases} F_L = A_1 P_{1L} - A_2 P_{2L} - P_a (A_1 - A_2) \\ F_R = A_1 P_{1R} - A_2 P_{2R} - P_a (A_1 - A_2) \end{cases} \quad (20)$$

浮沉运动时,令 $x_L = x_R = x$,则等效垂向刚度为

$$k_{ev} = (F_L - F_{s0})/x = (F_R - F_{s0})/x \quad (21)$$

侧滚运动时,令 $x_L = x, x_R = -x$,则等效侧滚刚度为

$$k_{er} = (F_L + F_R - 2F_{s0}) \cdot w_p^2/x \quad (22)$$

式中 w_p 为转向架一系悬挂横向跨距之半。

为确定结构参数,运用 Matlab/Simulink 建立仿真模型。设置频率为 0.1 Hz、幅值为 5 mm 的正弦输入激励,计算活塞半径 r_1 、活塞杆半径 r_2 、气囊初始体积 V_{g0} 、垂向静态载荷 F_{s0} 对等效刚度的影响,如图 6 所示。工作缸下腔和上腔的初始长度均为 200 mm,橡胶节点刚度为 30 MN/m,初始参数设置为: $r_1 = 45$ mm, $r_2 = 30$ mm, $V_{g0} = 1.5$ L, $F_{s0} = 25$ kN (重车工况),此时等效垂向刚度为 0.21 MN/m,等效侧滚刚度为 1.61 MN·m/rad,满足柔度系数要求。

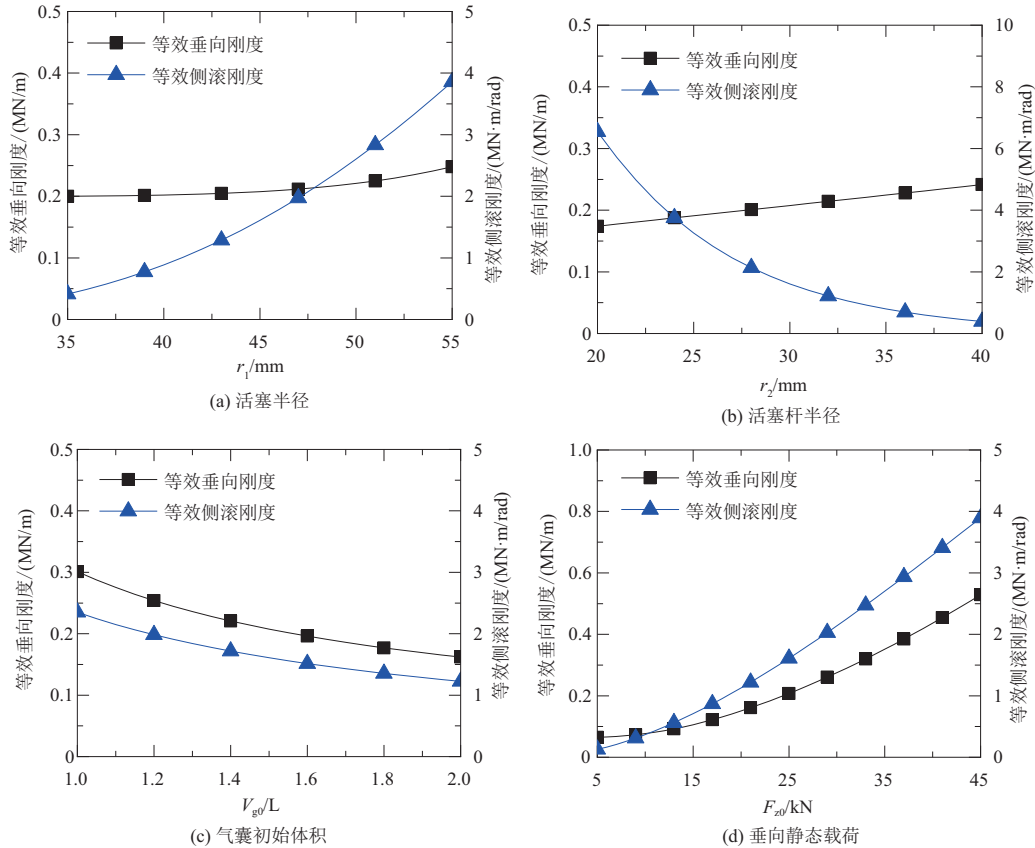


图 6 关键参数对等效刚度的影响

由图 6(a)和图 6(b)可知,等效垂向刚度随活塞半径 r_1 和活塞杆半径 r_2 增大而缓慢增大,数值在 0.2 MN/m 左右;等效侧滚刚度随活塞半径 r_1 增大而显著增大,随活塞杆半径 r_2 增大而迅速减小。由图 6(c)可知,随气囊初始体积 V_{g0} 的增大,等效垂向刚度和侧滚刚度均减小。由图 6(d)可知,等效刚度随垂向静态载荷 F_{s0} 增大而非线性增大。气囊初始压力 P_{g0} 与垂向静态载荷 F_{s0} 呈线性关系,如式(16)所示,故气囊初始压力 P_{g0} 和垂向静态载荷 F_{s0} 对等效刚度的影响相同。由于轴箱与构架之间空间有限,工作缸尺寸不宜太大,活塞半径 r_1 应选择较小值,而为了降低气囊初始压力,活塞杆半径 r_2 应尽可能大。

3.3 动态特性

仿真计算一系抗侧滚装置在侧滚扰动下的动态刚度和动态阻尼,初始参数与静态分析时相同。图 7 为连接管路直径 D 和长度 L 对一系抗侧滚装置动态刚度和动态阻

尼的影响规律,横坐标为激励频率。

由图 7(a)和图 7(c)可知,管路直径和长度对频率小于 20 Hz 时的动态特性影响显著,随着频率的增大,动态刚度先略有减小,甚至在某些频率下表现为负刚度,然后迅速增大;频率小于 1 Hz 时,动态刚度接近于静态等效刚度,频率大于 30 Hz 时,由于管路作用的减弱,动态刚度达到仅有橡胶节点作用时表现出的侧滚刚度;随着管路直径增大或者长度减小,20 Hz 以内的动态刚度越小。负刚度与管路中油液振动有关,产生机理与文献[15]中的惯容器理论类似,当管路直径较大、长度较短时,负刚度效应更加显著。

由图 7(b)和图 7(d)可知,随着激励频率的增加,动态阻尼先增大后减小,且在某一频率下达到峰值,该峰值频率随管路直径 D 增大而增大,随管路长度 L 增大而减小;频率 1 Hz 以内时,管路直径 D 越大、长度 L 越短,动态阻尼越小,高于峰值频率之后情况相反。

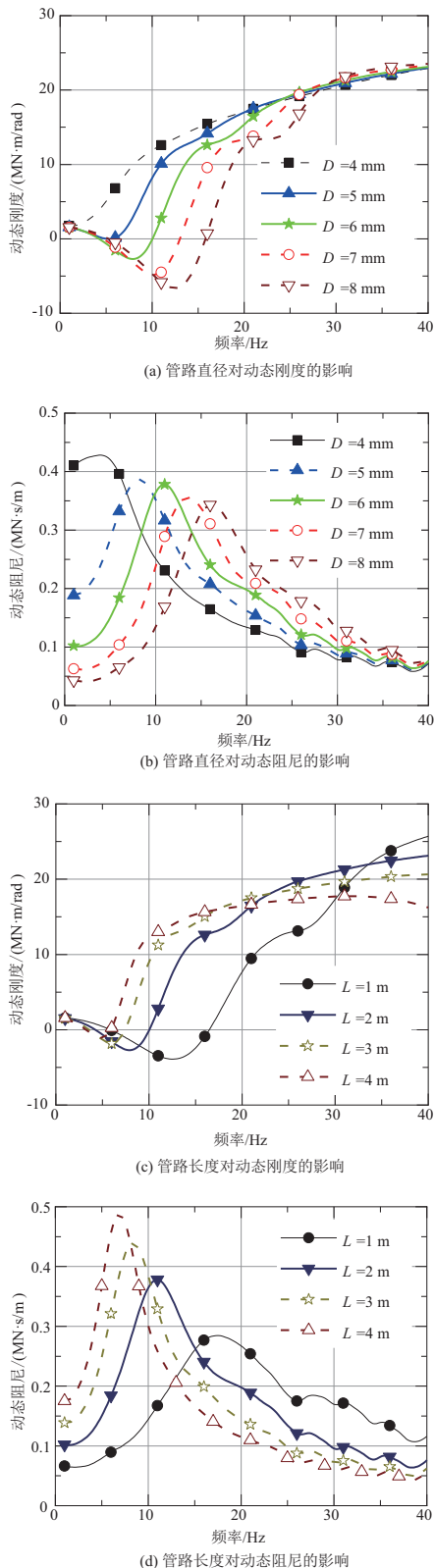


图7 管路参数对侧滚动态特性的影响

4 结语

轴箱内置高速列车一系横向跨距大幅度减小,抗侧滚刚度显著降低,考虑到车辆限界和侧风安全性要求,安装一系抗侧滚装置能提供足够的侧滚刚度,同时不增加一系

垂向刚度。本文采用一种交叉管路连接的液压装置与一系弹簧并联安装,用以提高车辆抗侧滚性能。考虑液压腔内油液可压缩性和连接管路内油液瞬时流动特性,建立了一系液压抗侧滚装置的数学模型,并通过数值仿真分析该装置的静态和动态特性。

结果表明,随着活塞半径增大、活塞杆半径减小、气囊初始体积减小和垂向静态载荷增大,等效侧滚刚度增大;重车工况下的等效侧滚刚度可达到 $1.5 \text{ MN} \cdot \text{m}/\text{rad}$ 以上,而等效垂向刚度仅为 $0.2 \text{ MN}/\text{m}$ 左右。连接管路直径和长度对频率小于 20 Hz 时的动态特性影响显著,减小管路长度和增大管路直径有利于减小侧滚动态刚度;当管路长度小于 4 m 、管路直径大于 5 mm 时,在 10 Hz 左右某些频率下出现负刚度;动态刚度在 1 Hz 以下时接近静态等效刚度,在 30 Hz 以上时达到仅有橡胶节点作用表现出的侧滚刚度,此时管路作用减弱。动态阻尼随频率先增后减,在 $5 \text{ Hz} \sim 15 \text{ Hz}$ 某一频率下达到峰值。

参考文献:

- [1] 缪炳荣,张卫华,池茂儒,等. 下一代高速列车关键技术特征分析及展望[J]. 铁道学报,2019,41(3):58-70.
- [2] 梁树林,傅茂海. 内侧悬挂转向架在城轨车辆中的应用研究[J]. 铁道车辆,2006,44(4):4-7,45.
- [3] 庄哲,梁鑫,林建辉,等. 轴箱布置方式对地铁直线电机车辆动力学性能的影响[J]. 城市轨道交通研究,2017,20(9):30-36.
- [4] 邓铁松,吴磊,凌亮,等. 轴箱内置与外置直线电机地铁车辆曲线通过性能对比[J]. 计算机辅助工程,2015,24(1):12-17,21.
- [5] 罗仁,石怀龙. 高速列车系统动力学[M]. 成都:西南交通大学出版社,2019.
- [6] 刘宇. 抗侧滚扭杆对高速车辆动力学性能影响研究[D]. 成都:西南交通大学,2015.
- [7] 梁云,李文学,王云朋. 轨道交通车辆抗侧滚结构形式的选型分析[J]. 城市轨道交通研究,2017,20(2):20-24.
- [8] 冯帅,黄运华,曹先智,等. 抗侧滚扭杆对地铁车辆动力学性能影响分析[J]. 机械工程与自动化,2014(5):14-16.
- [9] SMITH W A, ZHANG N, JEYAKUMARAN J. Hydraulically interconnected vehicle suspension: theoretical and experimental ride analysis[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(1): 41-64.
- [10] 陈骁. 抗侧倾液压互联悬架参数设计及仿真分析[D]. 长沙:湖南大学,2015.
- [11] 李洪雪. 液压互联悬架半挂车列车侧倾稳定性仿真与试验研究[D]. 长春:吉林大学,2021.
- [12] ZIELKE W. Frequency - dependent friction in transient pipe flow[J]. Journal of Basic Engineering, 1968, 90(1): 109-115.
- [13] BERGANT A, ROSS SIMPSON A, VITKOVSK YGRAVE J. Developments in unsteady pipe flow friction modelling [J]. Journal of Hydraulic Research, 2001, 39(3): 249-257.
- [14] UIC 505-5: 2010. History, justification and commentaries on the elaboration and development of UIC leaflets of the series 505 and 506 on gauges[S].
- [15] YANG L, WANG R C, MENG X P, et al. Performance analysis of a new hydropneumatic inerter-based suspension system with semi-active control effect[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(7): 1883-1896.

收稿日期:2022-01-04