·2026中国汽车工程学会年会优秀论文(选登)·

汽车前悬下控制臂后衬套动态特性对制动抖动的影响机制研究

陆小华　夏永光　刘兴春　郑祖雄　任茂林

（重庆长安汽车股份有限公司，重庆 400023）

【摘要】为解决现有研究缺乏对制动工况时变预载效应下衬套动态幅频特性及其影响机制深入分析的问题，提出一种融合多体动力学载荷计算、台架测试与整车验证的系统研究方法，同时基于制动工况动态加载响应的衬套限位方向设计优化策略。通过动力学仿真计算不同制动强度下后衬套的受载情况，采用橡胶衬套试验机测试预载下的动态刚度和损失角，结合有限元仿真与整车道路试验，系统揭示后衬套*Y*向动态特性对制动抖动的影响机理。试验结果表明：制动强度由0 *g*增至0.25 *g*时，15 Hz频率处后衬套*Y*向动刚度由729 N/mm升至1 970 N/mm，损失角由6.8°降至5.8°，前悬纵向刚体模态频率由11.5 Hz升至14.5 Hz；当模态频率高于制动力矩波动激励频率上限17.4 Hz时，制动抖动现象消失，说明制动抖动主要发生于低中强度制动工况。同时，通过缩短衬套制动受压侧间隙并优化胶料配方，可显著提升关键频率下的动刚度与损失角，有效抑制了转向盘的振动响应。

主题词：制动抖动　后衬套　动刚度　损失角　悬架模态

中图分类号：U463.5　　**文献标志码：**A　　**DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20260492

Influence Mechanism of Dynamic Characteristics of the Front Suspension Lower Control Arm Rear Bushing on Brake Judder

Lu Xiaohua, Xia Yongguang, Liu Xingchun, Zheng Zuxiong, Ren Maolin

(Chongqing Changan Automobile Company Limited, Chongqing 400023)

【Abstract】 To address the lack of in-depth analysis in existing research on the dynamic amplitude-frequency characteristics of bushings and their influence mechanisms under time-varying preload effects during braking, a systematic research methodology is proposed. This methodology integrates multi-body dynamics load calculation, bench testing, and full-vehicle validation. On this basis, a design optimization strategy for the bushing's limiting direction is developed based on its dynamic loading response under braking conditions. Dynamic simulation is used to calculate the loads on the rear bushing under different braking intensities. A rubber bushing testing machine is employed to measure the dynamic stiffness and loss angle under preload. Combined with finite element simulation and full-vehicle road tests, the influence mechanism of the *Y*-direction dynamic characteristics of the rear bushing on brake judder is systematically revealed. The results show that when the braking intensity increases from 0 *g* to 0.25 *g*, at a frequency of 15 Hz, the *Y*-direction dynamic stiffness of the rear bushing increases from 729 N/mm to 1 970 N/mm, and the loss angle decreases from 6.8° to 5.8°. The longitudinal rigid-body modal frequency of the front suspension increases from 11.5 Hz to 14.5 Hz. When this modal frequency exceeds the upper limit of the excitation frequency of braking torque fluctuations (17.4 Hz), brake judder disappears. This indicates that brake judder mainly occurs under low-to-medium braking intensity conditions. By reducing the compression-side clearance of the bushing during braking and optimizing the rubber compound formulation, the dynamic stiffness and loss angle at critical frequencies are significantly improved. The vibration response of the steering wheel is effectively suppressed.

Key words: Brake judder, Rear bushing, Dynamic stiffness, Loss angle, Suspension mode

【引用格式】 陆小华, 夏永光, 刘兴春, 等. 汽车前悬下控制臂后衬套动态特性对制动抖动的影响机制研究[J]. 汽车技术, 2026(10): 1-7.

LU X H, XIA Y G, LIU X C, et al. Influence Mechanism of Dynamic Characteristics of the Front Suspension Lower Control Arm Rear Bushing on Brake Judder[J]. Automobile Technology, 2026(10): 1-7.

1 前言

制动抖动作为典型的低频强迫振动现象，已成为影响汽车制动舒适性与驾乘品质的关键问题[1-3]。制动抖动与制动盘厚度变化量（Disc Thickness Variation，DTV）引起的制动力矩波动密切相关，且其振动能量主要通过悬架系统传递至转向盘[4]。因此，在悬架振动传递路径中，前悬下控制臂后衬套作为连接簧下质量与车身的关键弹性元件，其动态特性对抑制制动抖动具有重要作用。

现有研究主要分析衬套静态刚度、安装位置等参数对悬架模态及其振动传递特性的影响。Singh等[5]采用灵敏度分析方法，认为前悬下控制臂后衬套为制动抖动高灵敏度部件，提升其后衬套刚度与阻尼可有效改善抖动表现。Kim等[6]利用集总参数模型，建立衬套动力学模型并优化结构参数，结果表明，液压衬套可抑制制动抖动向车身传递。Hwang等[7]以麦弗逊悬架车辆制动抖动为研究对象，融合模态分析与设计灵敏度分析方法，分析衬套刚度与悬架纵向模态频率的关系。由于橡胶衬套具有典型的非线性与幅频依赖性，在不同预载、激励幅值与频率下，其动态刚度与阻尼特性显著不同[8]，上述研究仅依靠静态参数进行设计优化，难以反映实际制动过程中衬套承受时变预载时的动态幅频响应特性，从而无法准确预测与抑制制动工况下的实际抖动响应。

因此，本文聚焦制动工况预载作用下前悬下控制臂后衬套的动态特性及其对制动抖动的影响机制，融合多体动力学载荷计算、台架动态测试、有限元模态分析与整车道路试验的系统方法，揭示不同制动强度下后衬套的动态刚度与损失角变化规律；根据后衬套Y向动态特性与悬架纵向模态的关联机制，提出基于动态加载响应的衬套限位方向优化设计策略，并将衬套动态特性的研究置于实际制动载荷工况下，建立“制动强度-衬套动态特性-悬架模态响应-整车抖动表现”的完整关联链条。

2 隔振理论基础

首先从理论分析前悬下控制臂后衬套刚度和阻尼对低频制动抖动振动传递的影响，建立简化的振动系统模型。根据文献[5]，前麦弗逊独立悬架系统前、后方向运动的刚体模态是制动抖动传递路径上共振放大的主要原因。在悬架纵向模态振型中，下控制臂前点衬套可近似为球铰连接，故前悬纵向刚度和阻尼特性取决于后衬套在整车坐标系Y向的刚度和阻尼。

假定二分之一前悬架系统的3个平动方向的刚体模态相互独立解耦，系统纵向刚体模态如图1所示。其中：M、m分别为簧上、簧下质量；c为等效衬套阻尼；k为悬架系统纵向等效动刚度，综合反映轮胎刚度、下控制臂后衬套Y向刚度以及悬架运动学特性对悬架纵向刚度的贡献。

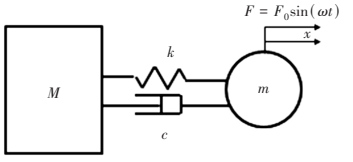


图1 悬架-车身振动系统模型

由于双质量系统应描述为二自由度振动模型，为便于理论推导，依据振动分析的质量折算原理，定义系统等效质量为$m_e=\frac{Mm}{M+m}$，将簧上质量M的系统振动响应的贡献折算至簧下质量m，即$m_e\approx m$。根据机械振动理论，系统运动微分方程为：

$$m_e\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F_0\sin(\omega t) \tag{1}$$

式中：F_0为激励力幅值，ω为激励力角频率。

式(1)中，F_0源于制动盘厚薄差引起的制动力矩波动（Brake Torque Variation，BTV），方程的解可表示为：

$$\begin{cases} x=X\sin(\omega t-\varphi)=\dfrac{F_0/k}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}}\sin(\omega t-\varphi) \\ \lambda=\dfrac{\omega}{\omega_n} \\ \omega_n=\sqrt{\dfrac{k}{m_e}} \\ \zeta=\dfrac{c}{2m_e\omega_n} \end{cases} \tag{2}$$

式中：λ为频率比，ω_n为系统固有角频率，ζ为阻尼比。

故传递至车身的力及其幅值为：

$$\begin{cases} F_T(t)=kx+c\dot{x}=kX\sin(\omega t-\varphi)+c\omega X\sin(\omega t-\varphi+90^\circ) \\ |F_T(t)|=\sqrt{(kX)^2+(c\omega X)^2}=\dfrac{F_0\sqrt{1+(2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}} \end{cases} \tag{3}$$

定义力的传递率（隔振系数）为：

$$\eta=\frac{|F_T(t)|}{F_0}=\frac{\sqrt{1+(2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}} \tag{4}$$

为分析衬套刚度对振动传递的影响，基于车辆设计参数和后衬套Y向特性，设置m_e=40 kg，c=800 N·s/m，3组刚度分别为k_1=300 kN/m、k_2=400 kN/m、k_3=500 kN/m，

对应固有频率分别为f_1、f_2和f_3。隔振系数曲线如图2所示。

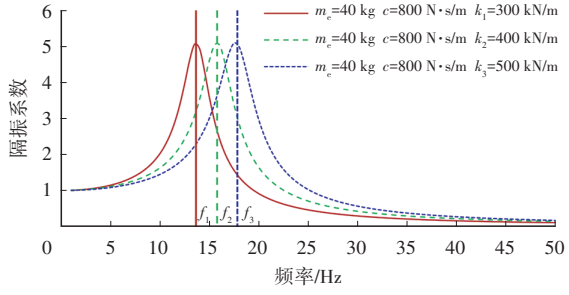


图2　不同刚度下隔振系数随频率变化曲线

由图2可知,衬套刚度增加会提高系统固有频率,但对固有频率处的隔振系数影响较小。在f_1以下的低频区域,刚度增加可降低隔振系数,表明大刚度有利于抑制低频振动传递;而在f_3以上的高频区域,刚度增加使隔振系数增大,说明大刚度对高频振动的隔离效果较差。

为分析衬套阻尼的影响,设置m_e=40 kg,k=400 kN/m,3组阻尼分别为c_1=400 N·s/m、c_2=800 N·s/m、c_3=1 200 N·s/m,隔振系数曲线如图3所示。

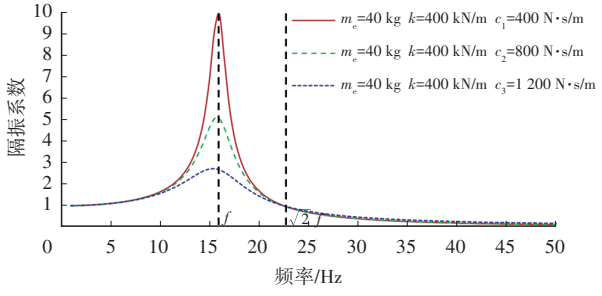


图3　不同阻尼下隔振系数随频率变化曲线

由图3可知,阻尼变化对系统固有频率影响甚微:在低于$\sqrt{2}$倍固有频率的频段,阻尼增大可显著降低隔振系数,特别在共振峰附近具有明显的振幅衰减效果;而在高于$\sqrt{2}$倍固有频率的频段,阻尼增大反而会导致隔振系数升高,表明大阻尼不利于高频振动隔离。

因此,大刚度与大阻尼有利于抑制低频振动传递,而小刚度与小阻尼则对高频振动隔离更为有效。该理论可为后续分析制动抖动低频振动问题提供理论依据。

3　前悬架系统模态仿真分析

制动抖动本质上为低频大振幅的强迫共振问题,前悬纵向刚体模态是制动激励被放大的关键路径[8]。考虑到橡胶衬套的动态特性具有明显的幅频依赖性和预载敏感性,本文重点关注制动预载作用下后衬套动态特性对前悬纵向模态的影响。本文通过多体动力学载荷仿真计算不同制动强度下后衬套的受载情况,经过台架试验测试不同预载下衬套的动态特性,并基于有限元方法分析制动抖动工况下悬架系统的模态响应。

3.1　后衬套制动载荷计算

为探究制动强度对悬架模态和制动抖动表现的影响,分别以0 g、0.15 g和0.25 g恒定制动减速度设置工况,分析后衬套受到的载荷作用。基于悬架静载荷解算模型,通过多体动力学软件ADAMS/Car Request模块输出前悬左侧下控制臂后衬套在各工况下的载荷,结果如表1所示。其中,载荷方向以整车坐标系为基准:行驶方向向后为X轴正方向,驾驶员右侧为Y轴正方向,向上为Z轴正方向。数据表明:制动强度越大,后衬套受到的载荷作用越显著,这为后续分析预载对动态特性的影响提供了载荷输入条件。

表1　不同制动强度下控制臂后衬套载荷

制动强度/g	X向载荷/N	Y向载荷/N	Z向载荷/N
0	42	250	−15
0.15	222	1 200	−50
0.25	336	2 300	−126

3.2　预载对后衬套动态特性的影响分析

在悬架的纵向模态振型中,后衬套的振幅最大,即后衬套Y向刚度对制动抖动有较高灵敏度,本文主要考虑不同制动强度工况下,后衬套Y向所受载荷作用及其动态特性表现。后衬套Y向动态特性台架测试(见图4),测试设备为美特斯工业系统(MTS)橡胶衬套试验机,衬套的预载作用按照表1的Y向载荷加载,激励振幅为1 mm,频率范围为0~100 Hz,频率步长为1 Hz。

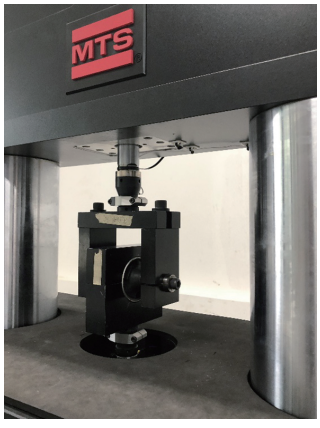
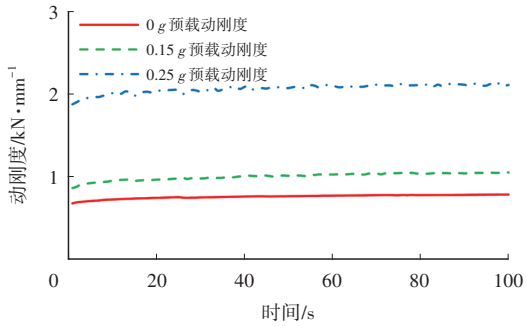


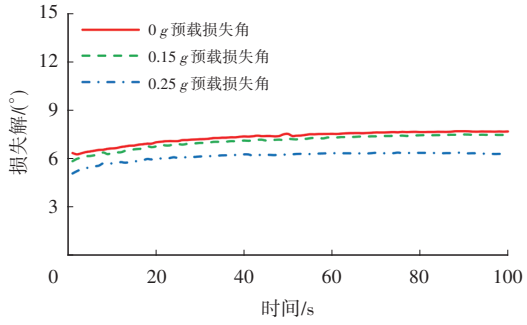
图4　下控制臂后衬套Y向动态特性台架测试

不同预载下测得的动刚度与损失角曲线如图5所示,预载显著影响衬套的动态特性,尤其在10 Hz以下的低频区变化最为明显。随着制动强度(预载)增加,衬套动刚度提升明显,而损失角呈现下降趋势。这一现象可能与橡胶材料的非线性力学行为(如佩恩效应)有关[9],由于高预载下橡胶分子链活动受限,导致储能模

量(动刚度)增加,损耗因子(损失角)相应降低。这种动态特性随预载变化的规律,直接影响悬架系统的模态特性。



(a)动刚度



(b)损失角

图5　不同制动预载下后衬套Y向动态特性曲线对比

3.3　前悬架系统模态仿真分析

制动盘DTV是引起制动力矩波动的主要因素,其产生的激励在制动过程中近似为扫频信号。当激励频率与悬架纵向模态频率一致时,将引发共振并放大振动,导致制动抖动。故制动力矩波动的一阶激励频率为:

$$f_{\max} = n \cdot N = \frac{nv}{2\pi r} \tag{5}$$

式中:$n = 1$为阶次,$r = 355$ mm为轮胎滚动半径,v为车速,N为车轮转速。

根据试验车速范围140~0 km/h,计算出激励频率范围为17.4~0 Hz,具体对应关系如表2所示。

表2　车速与一阶激励频率对应关系

车速/km·h⁻¹	140	120	100	80	60	40	20	0
频率/Hz	17.4	15.0	12.5	10.0	7.5	5.0	2.5	0

为分析不同制动强度对悬架模态的影响,选取15 Hz激励频率下各工况的动刚度和损失角作为衬套输入参数(见表3)进行有限元模态分析。建立整车有限元模型,如图6所示,包含麦弗逊前悬架、齿轮齿条转向系统、多连杆后悬架、轮胎模型、动力总成和车身结构。

将表3的动态参数代入模型,其他衬套刚度为1.3倍静刚度值,得到前悬纵向刚体模态频率,如表4所示。

前悬纵向刚体模态频率的试验值通过整车道路试验获取,测试不同制动强度工况下转向盘振动加速度的峰值频率,即该制动强度下被激发的前悬纵向模态频率。仿真结果与试验值趋势一致:制动强度越大,后衬套动刚度越高,悬架纵向模态频率相应提高,说明系统共振频率随制动强度变化呈现明显差异,当衬套刚度足够大使模态频率超过扫频激励上限时,制动过程中将不会激发共振,从而避免抖动现象。

表3　15 Hz频率下后衬套Y向动态特性参数

制动强度/g	动刚度/N·mm⁻¹	损失角/(°)
0	729	6.8
0.15	944	6.6
0.25	1 970	5.8

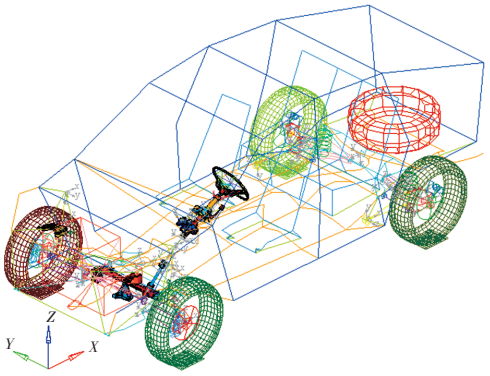


图6　整车有限元模型

表4　不同制动强度下前悬纵向刚体模态频率对比结果

制动强度/g	仿真频率/Hz	试验频率/Hz
0	11.6	11.5
0.15	12.1	12.0
0.25	14.7	14.5

前悬纵向模态振型分析结果如图7所示,该阶模态主要表现为车轮前后运动、下控制臂绕前点衬套的旋转以及后点衬套的侧向平移。后衬套Y向振幅最大,进一步验证了该方向动态特性对制动抖动的高灵敏度。当制动力矩波动传递至车轮时,路面反作用力易激发此模态,从而放大振动传递至转向盘。

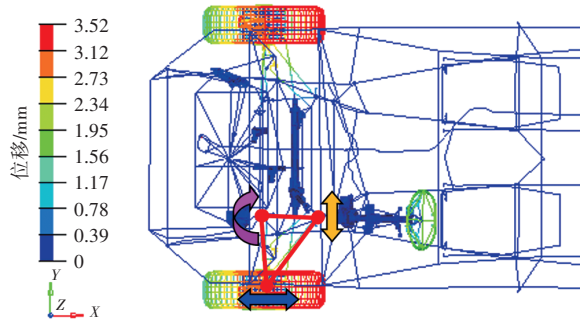


图7　前悬架系统纵向模态振型云图

4　制动抖动试验与优化分析

在平直沥青路面进行制动抖动整车道路试验，试验条件设置为：车速范围为140~0 km/h，制动盘初始温度为80~100 ℃，左、右前制动盘DTV分别为18.0 μm和2.0 μm。测试系统配置如表5所示[10]，数据采样频率为256 Hz，频率分辨率为0.5 Hz，后处理短时傅里叶变换使用汉宁窗函数，幅值格式使用均方根值（Root Mean Square，RMS）。

表5　制动抖动试验测点配置

测点类型	测点位置	测量信号	通道数/个
加速度传感器	转向盘	振动加速度	3
热电偶	摩擦片	温度	2
GPS	车顶	车速	1

将转向盘12点*Y*向峰值振动加速度作为客观评价指标，系统验证制动强度、衬套间隙及动态特性参数对抖动性能的影响。制动抖动主观评价参照图8标准进行评分。

分级	不可接受						可接受			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
摆振传递和衰减（双手握转向盘）	摆振会传递到					握住转向盘，摆振几乎消失		转向盘	转向盘	
	双手及前臂			仅双手						
	紧握住转向盘					紧握	轻握	轻握	介于轻握和手指靠住之间	
感觉	极易感觉			明显感觉，气愤	明显感觉，不爽	明显感觉		轻微感觉	刚刚可以感觉	没有感觉
视觉	特别明显，大幅度				可见，一定幅度		轻微可见，小幅度		几乎不可见	不可见

图8　制动抖动主观评价标准

转向盘12点*Y*向振动加速度频谱云图如图9所示，该频谱呈现明显的一阶特征，说明制动抖动主要表现为一阶共振响应。

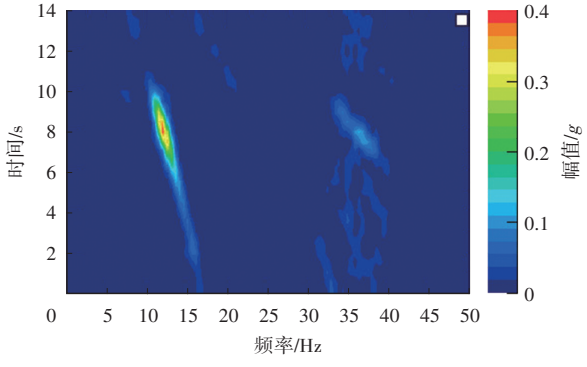


图9　转向盘12点*Y*向振动加速度频谱云图

4.1　制动强度对制动抖动的影响

分析制动强度对抖动的影响，分别进行4种工况的制动试验：滑行、制动强度0.15 *g*、0.25 *g*和0.50 *g*。转向盘*Y*向峰值保持频谱对比结果如图10所示，评价结果统计如表6所示。

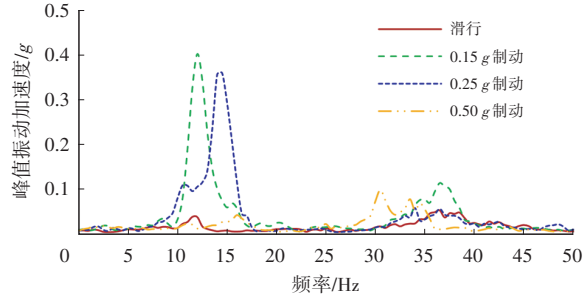


图10　不同制动强度下转向盘*Y*向振动加速度峰值保持频谱

表6　不同制动强度工况制动抖动评价结果

工况	峰值加速度/*g*	峰值频率/Hz	主观评价/分
滑行	0.04	11.5	8.00
0.15 *g*	0.40	12.0	5.00
0.25 *g*	0.36	14.5	5.25
0.50 *g*	0.04		8.00

由图10和表6可知，制动强度显著影响抖动表现，在0.50 *g*制动时，因悬架纵向模态频率已超出激励频带（17.4 Hz），未出现明显共振峰值；滑行工况因无制动力矩激励，振动水平极低。比较0.15 *g*与0.25 *g*工况，虽然后者损失角略有降低（对减振不利），但得益于动刚度的大幅提升，峰值加速度反而降低。这表明在制动强度增加时，动刚度提升对抑制抖动的作用优于损失角降低的不利影响，凸显了动刚度在抖动控制中的主导作用。

4.2　衬套限位方向间隙优化分析

原始衬套采用对称限位设计，两侧间隙均为3 mm。鉴于提升后衬套*Y*向动刚度有助于改善制动抖动，将衬套外管限位侧橡胶厚度增加1 mm，使受压侧间隙减小至2 mm。后衬套限位方向间隙减小方案及其静刚度对比曲线如图11所示。

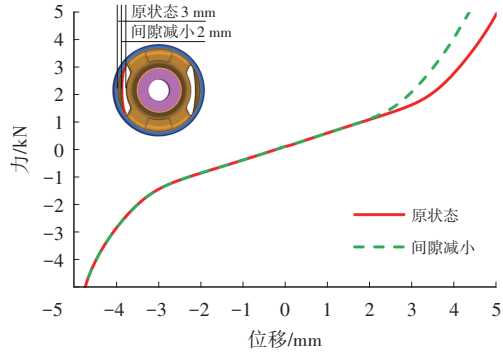


图11　优化后方案及其静刚度对比结果

通过分析衬套在制动工况下的工作点位置，明确间隙减小的作用机理。由图11可知，原始衬套在0.15 *g*制动工况下，其*Y*向载荷（1 200 N）处于静刚度曲线的线性

段末端,尚未进入非线性硬化段;在0.25 g制动工况下的Y向载荷为2 300 N,处于过渡段,非线性刚度开始显现。当衬套受压侧间隙由3 mm减至2 mm,静刚度曲线的拐点(即进入非线性段的起始点)向左平移。这使衬套在0.15 g制动工况下,Y向载荷1 200 N所对应的工作点已进入非线性硬化段,衬套等效动刚度获得显著提升。

优化后制动抖动主客观评价对比如表7所示。间隙减小后,相同制动强度下振动加速度峰值降低,峰值频率提高。其机理为:间隙减小降低了衬套进入非线性刚度段的阈值,等效于在相同制动强度下提升了动刚度。该方案通过简单的结构修改实现了动态性能的改善,为衬套的几何设计提供了明确方向。

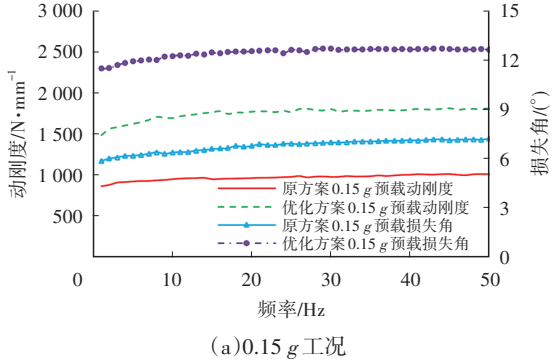
表7　不同衬套间隙对制动抖动影响

工况	方案	峰值加速度/g	峰值加速度频率/Hz	主观评价/分
0.15 g	原状态	0.40	12.0	5.00
	间隙减小	0.38	13.5	5.50
0.25 g	原状态	0.36	14.5	5.25
	间隙减小	0.32	15.0	5.75

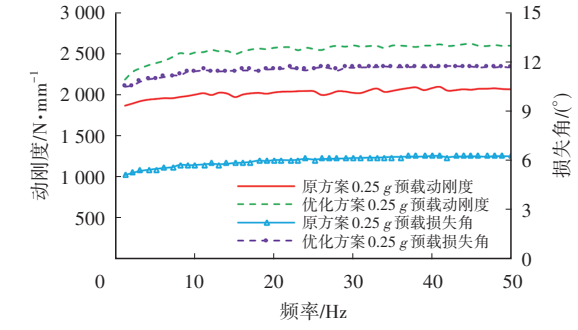
4.3　衬套动态特性协同优化分析

减小间隙能够改善转向盘抖动表现,但未完全达到性能目标,若过度减小间隙将降低整车平顺性。因此,需基于当前优化结构,调整胶料配方,进一步提升衬套的动态性能。在0.15 g和0.25 g预载工况下,胶料配方优化后衬套的动态特性对比结果如图12和表8所示。其中,提升幅度为优化方案与原始方案的差值与原始方案的比值,优化后,衬套在关键频率处的动刚度和损失角均有明显提升。

对使用新胶料配方的衬套方案进行整车试验,结果如图13和表9所示。优化后转向盘振动加速度峰值大幅降低,共振频率进一步提高。0.25 g工况下,共振频率达到15.5 Hz,对应车速为124.5 km/h,已超过120 km/h法规限速,进一步降低了中等制动强度工况下出现制动抖动问题的风险,其主观评价超过7分,满足性能目标要求。



(a)0.15 g工况



(b)0.25 g工况

图12　不同预载工况下衬套动态特性对比结果

表8　15 Hz频率下优化后衬套动态参数对比结果

预载工况	方案	动刚度		损失角	
		幅值/N·mm^{-1}	提升幅度/%	角度/(°)	提升幅度/%
0.15 g	原始方案	944	86.4	6.6	87.9
	优化方案	1 760		12.4	
0.25 g	原始方案	1 970	26.5	5.8	98.3
	优化方案	2 493		11.5	

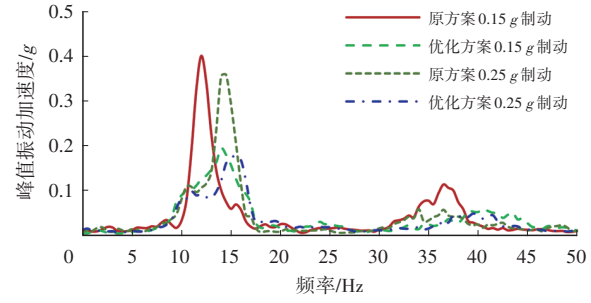


图13　动态特性优化后转向盘振动加速度峰值保持谱

表9　动态特性优化对制动抖动的影响

工况	方案	峰值加速度/g	峰值加速度频率/Hz	主观评价/分
0.15 g	原方案	0.40	12.0	5
	优化方案	0.20	14.0	7
0.25 g	原方案	0.36	14.5	5.25
	优化方案	0.18	15.5	7.25

综合试验结果可知,衬套结构优化与材料优化的协同作用是解决制动抖动问题的有效途径。通过几何设计减小间隙提升了衬套的等效动刚度,胶料优化改善了动态储能与耗能特性。

本文提出的“工况-动态特性-性能”关联分析方法,为制动抖动性能的正向开发提供了系统的解决方案。针对实际工程开发,总结如下建议:

a. 建立动态特性设计规范:基于目标制动工况(如0.15 g~0.25 g)设定衬套在关键频率(10~15 Hz)下的动态刚度与损失角设计要求。

b. 采用协同优化策略:优先通过几何设计调整刚度特性,再通过材料优化平衡动态刚度与阻尼性能。

c. 实施工况化验证：衬套性能验证应包含制动预载条件下的动态特性测试，确保与实车工况一致。

5 结束语

本文通过多体动力学载荷计算分析、台架动态特性测试、有限元仿真与整车道路试验相结合的方法，系统探讨了汽车前悬下控制臂后衬套在制动工况预载下的动态特性及其对制动抖动的影响机制，主要结论如下：

a. 制动工况下前悬下控制臂后衬套的动态特性具有显著的载荷依赖性。随着制动强度增大，衬套Y向动刚度升高、损失角降低，导致前悬纵向刚体模态频率相应上移。当该频率高于制动力矩波动激励频带上限时，制动抖动现象消失，表明制动抖动本质上是低中强度制动工况下的低频模态共振问题。

b. 缩短后衬套制动受压侧限位方向间隙，可在相同制动强度下提升其进入非线性刚度段的阈值，相当于在动态加载条件下提高了等效动刚度，从而对抑制制动抖动具有积极效果。该结构优化措施为衬套的几何设计提供了明确方向。

c. 在结构优化基础上，调整衬套胶料配方进一步提升关键频率范围内的动刚度与损失角，可显著降低转向盘振动加速度幅值，并将共振车速推升至法规限速以上，在工程上有效解决了制动抖动问题。材料优化与结构优化的协同作用表明，衬套的动态性能设计应兼顾力学布置与材料特性。

该方法突破了传统静态或准静态设计的局限，为制动抖动性能的正向开发提供了可量化、可验证的技术途径，对提升整车制动舒适性具有明确的工程意义。

参 考 文 献

[1] JACOBSSON H. Aspects of Disc Brake Judder[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(6): 419-430.

[2] DUAN C W, SINGH R. Analysis of the Vehicle Brake Judder Problem by Employing a Simplified Source-Path-Receiver Model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(2): 141-149.

[3] 宁国宝, 张立军, 尹东晓, 等. 制动引起转向盘抖动的传递途径试验研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(1): 78-80.
NING G B, ZHANG L J, YIN D X, et al. An Experimental Study on the Transfer Path of the Steering Wheel Wobbling Induced by Brake Judder[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(1): 78-80.

[4] SIM K S , LEE J H , PARK T W, et al. Vibration Path Analysis and Optimal Design of the Suspension for Brake Judder Reduction[J]. International Journal of Automotive Technology, 2013, 14(4): 587-594.

[5] SINGH A, LUKIANOV G. Simulation Process to Investigate Suspension Sensitivity to Brake Judder[J]. SAE Technical Paper, 2007-01-0590.

[6] KIM Y, JEONG S, NGUYEN V Q, et al. Design of Hydraulic Bushing and Vehicle Testing for Reducing the Judder Vibration[J]. MATEC Web of Conferences, 2018, 167.

[7] HWANG I J, PARK G J. Mode and Design Sensitivity Analyses for Brake Judder Reduction[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(7): 1259-1272.

[8] LI G, WU L G, ZHANG S Y, et al. Frequency Dependence Prediction and Parameter Identification of Rubber Bushing[J]. Scientific Reports, 2022, 863.

[9] International Organization for Standardization. Acoustics and Vibration-Laboratory Measurement of Vibro-Acoustic Transfer Properties of Resilient Elements-Part 1: Principles and Guidelines: ISO 10846-1: 2018[S]. Geneve: International Organization for Standardization, 2018.

[10] BRYANT D, CRAMPTON A, FIELDHOUSE J D, et al. Discussion of the Characteristics of Brake Judder and the Necessary Data Acquisition System for Complete Analysis[C]// Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference. Huddersfield, United Kingdom: University of Huddersfield, 2006.

（责任编辑　瑞　秋）

修改稿收到日期为2026年8月28日。