毕 业 设 计（论 文）

题 目　车用减振器的设计与动态性能测试分析

摘　要

车用减振器作为汽车的关键部件，其质量的好坏和使用寿命的长短，将直接影响汽车驾驶的安全和舒适程度。本文以传动轴减振器作为研究对象，通过理论和实验相结合的方法研究了减振器的结构和动态性能，对汽车的安全和舒适性具有重要意义。

本毕业设计采用理论结合实验的方法，通过查阅《机械振动手册》和《噪声与振动控制手册》等相关手册，介绍了减振器的静刚度、动刚度、静态弹性模量以及阻尼系数等重要概念，论述了利用等效法和固有频率法计算减振器动刚度的方法，利用这两种方法计算得到了具体减振器产品的静刚度和动刚度，实现了利用理论计算得到减振器的动刚度的方法。在理论叙述的基础上，辅以具体减振器产品的动态性能测试，通过在材料试验机 MTS810 上的具体测试，得到了减振器的静刚度、零载动刚度和额载动刚度的测试性能数据，并绘制了直观的表格和图像，实现了通过具体的验得到减振器动刚度的方法，也进一步测试了利用理论知识所设计的减振器的实际减振性能。

最后在理论和实验的基础上提出相应的改进措施，结合动刚度的理论论述，提出了改善动刚度的一系列措施；通过计算系统的阻尼比和频率比，并查阅系统的隔振效率表，提出了提高隔振效率的措施。

关键词：车用减振器、材料试验机、动刚度、隔振效率

Abstract

Vehicle shock absorber as the car's key component, its quality and length of life, will have a direct effect on the driving safety and comfort. Based on the drive shaft absorber as the research object, through theoretical and experimental method to study the shock absorber structure and dynamic performance of the vehicle, safety and comfort is important.

This graduation design by integrating theoretical and experimental methods, through access to" manual" and" mechanical vibration noise and vibration control of manual" and other related manual, introduced the shock absorber static stiffness, dynamic stiffness, static elastic modulus and damping coefficient and other important concepts, discusses the equivalent method and inherent frequency calculation of shock absorber dynamic stiffness method, use of the two kinds of methods are used to calculate the shock absorber product of static and dynamic stiffness, is realized by using the calculated shock absorber dynamic stiffness method. In theory, based on the description, supplemented with specific products shock absorber dynamic performance test, the material testing machine MTS810on the specific test, shock absorber are obtained the static stiffness, dynamic stiffness and the amount of zero load load dynamic stiffness test performance data, and the mapping of visual form and image, to achieve through the specific experimental method to get the shock absorber dynamic stiffness method, is further tested the use of theoretical knowledge of the designed shock absorber damping properties of the actual.

Finally, based on the theory and experiments and put forward the corresponding improvement measure, combined with dynamic stiffness theory, put forward to improve the dynamic stiffness of a series of

measures; by calculating the system damping ratio and frequency ratio, and review the system vibration isolation efficiency table, put forward to improve the isolation efficiency measures.

Key words: vehicle shock absorber, material testing machine, dynamic stiffness, vibration isolation efficiency

目　录

摘　要 I
Abstract III
目　录 V
1 绪论 ..... - 1 -
1.1 车用减振器的发展及现状 ..... - 1 -
1.2 车用减振器研究的目的及意义 ..... - 1 -
1.3 本文主要研究的内容 ..... - 1 -
2 减振器的结构设计 ..... - 3 -
2.1 汽车传动轴的结构 ..... - 3 -
2.2 车用传动轴减振器的总体结构设计 ..... - 3 -
2.2.1 减振器的缓冲块设计 ..... - 4 -
2.2.2 减振器的轴承设计 ..... - 5 -
3 车用减振器的理论设计与分析 ..... - 6 -
3.1 橡胶隔振器的理论设计方法 ..... - 6 -
3.1.1 设计或选用隔振器的原则 ..... - 6 -
3.2 减振器主要性能参数 ..... - 8 -
3.2.1 动刚度 ..... - 8 -
3.2.2 阻尼系数 ..... - 10 -
3.3 减振器性能的理论计算 ..... - 11 -
3.3.1 等效法 ..... - 11 -
3.3.2 固有频率法 ..... - 13 -
3.4 汽车主轴减振器减振效果理论计算 ..... - 14 -
4 车用减振器的动态性能测试与分析 ..... - 16 -
4.1 实验概述 ..... - 16 -
4.2 实验步骤 ..... - 21 -
4.2.1 静刚度测试 ..... - 21 -
4.2.2 零载条件下的动刚度测试 ..... - 21 -
4.2.3 额定载荷条件下的动刚度测试 ..... - 22 -
4.3 静、动刚度测试结果分析 ..... - 22 -
4.3.1 额定载荷的确定 ..... - 22 -
4.3.2 静刚度计算及结果 ..... - 24 -
4.3.3 动刚度测量结果 ..... - 26 -
4.4 测试结论 ..... - 34 -
5 车用减振器的设计改进 ..... - 35 -
5.1 改进动刚度 ..... - 35 -
5.2 提高隔振效率 ..... - 35 -
5.3 改进承载方式 ..... - 36 -
5.4 环境因素 ..... - 36 -

6 结论 ..... - 37 -
参考文献..... - 38 -
鸣　　谢..... - 39 -

1 绪论

1.1 车用减振器的发展及现状

汽车减振器技术发展历史大致经历了三个阶段[1]，第一个阶段是定阻尼参数减振器阶段，然后随着科技的发展和进步，人们对可调减振器有了新的认识，出现了各种各样的减振器技术，不过其主要焦点集中在控制节流孔流量的变化方面，后来又发展到将阻尼分为更多级，扩大了选择范围，使行驶更加安全舒适。

我国随着改革开放不断深入和发展，国民经济增长率的不断提高，一方面，推动了汽车行业快速发展；另一方面，对汽车的需求在不断增加，对车的质量要求在提高，对其辅助系统要求也越来越高。而减振器就是汽车辅助系统的一个关键部件，它在汽车行驶工程中不但起到了减振、防噪的作用，而且还增加了汽车在行驶过程中的稳定性。

1.2 车用减振器研究的目的及意义

减振器作为汽车整车的一个零部件，其技术水平在某种程度上反映了我国汽车部件的发展水平。有资料表明我国每年全国的减振器年总产量只是美国底特律汽车城一个减振器生产公司年产量的 50%左右，而且国产减振器属于中、低档减振器，经济效率远远赶不上国外发达国家的水平。国内减振器的品种单一，适用车型有限，对于赛车、跑车等高档车型在我国也才刚刚得到发展，适用于此类车辆的减振器技术在国内还是一项空白，这为发展减振器技术和深入研究减振器理论提供了巨大动力，这也激励我们更加努力的探索减振器的设计和应用，促进我国减振器领域的发展。

1.3 本文主要研究的内容

本文主要设计的是汽车传动轴中间支承，运用减振原理中的理论计算和对

实际减振器成品的动态性能测试来研究减振器的减振性能，并提成改进意见。首先通过查阅机械设计手册，设计出计算减振器静、动刚度的计算方法，进而计算出减振器成品的减振性能。然后，在利用 MTS810 材料试验机，通过实验得到减振器成品的动态性能。经过理论计算和实验测试分析，我们就可以总结出改进减振器的措施了。

2 减振器的结构设计

2.1 汽车传动轴的结构

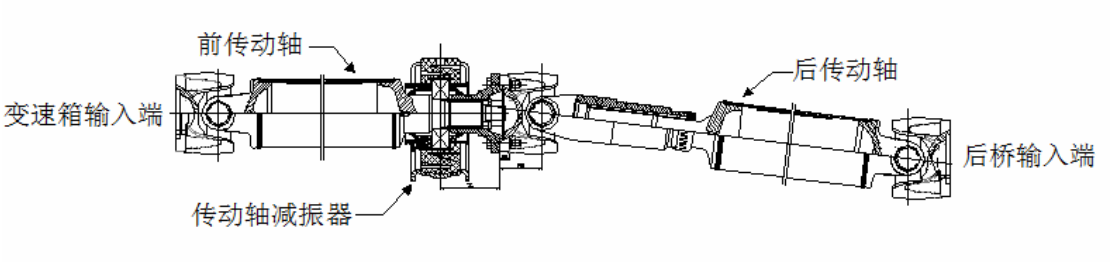


图 2.1 汽车传动轴

汽车传动轴主要是由十字轴，前后花键轴，突缘叉，万向节叉，突缘，中间支承等组成，主要用于保证所连接的两根轴相对位置在预计范围内变动时，能可靠地传递动力，保证所连接的两轴尽可能等速运转，还要使万向节因夹角而产生的附加载荷、振动和噪声在允许范围内。

2.2 车用传动轴减振器的总体结构设计

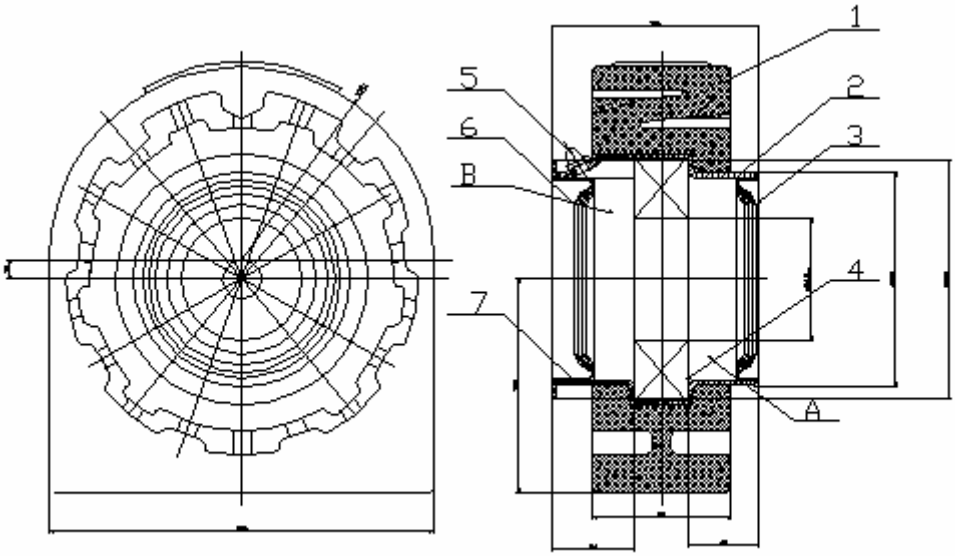


图 2.2 车用主轴减振器

减振器的组成部分[3]为：(1)中间轴承座缓冲块 (2)中间支承架后轴承圈，(3)、(6）中间支承架油封（4）深沟球轴承 (5)油杯（7）中间支承架前轴承圈。

减振器是传动轴中间支承中的重要零件，给主轴提供支承的同时，减小主轴在传递动力和扭矩过程中的振动，保证车辆安全行驶。

2.2.1 减振器的缓冲块设计

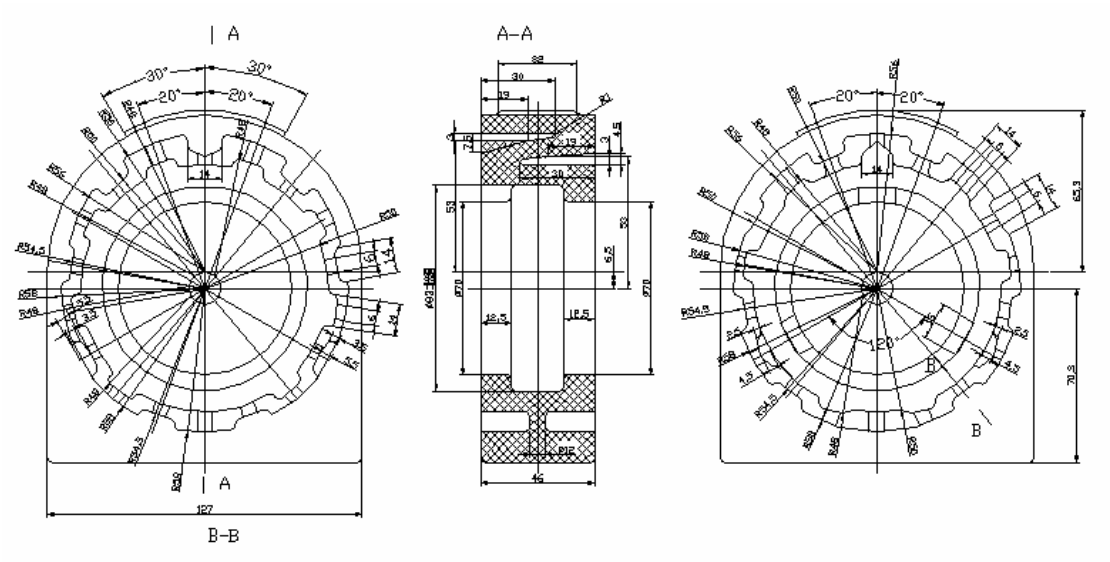


图 2.3 减振器缓冲块

橡胶缓冲块是减振器的重要部件，它的主体形状是圆环形，增大了缓冲块的有效减振面积，有利于减振。与橡胶部分相接触的是金属材质的光滑的前、后轴承座圈，这两种材料可以很好的精密粘连，提高了减振器的整体强度。另外，减振橡胶内部还有挖开的凹槽，这样能够增加橡胶对于振动的缓冲效果，提高减振程度。

橡胶制品（天然橡胶）的优点[4]：

(1)形状自由度较大；

(2)可在 X、Y、Z 方向上旋转，具有六方向弹簧作用：

(3)具有适度的阻尼性能，可在低频~高频的范围内加以利用；

(4)同时具有减振、缓冲、隔音等多样性能；

(5)冲击刚度大于动刚度，动刚度大于静刚度，有利于减小击变形和动态变形。

(6)形状能自由选择，可自由选择三个方向的弹簧常数比；

橡胶隔振制品的材料特性[5]。它承载能力低，刚度大，阻尼系数为 0.1~0.3。有蠕变效应。可作成各种形式，能自由地选取三个方向的刚度。多用于主动隔振，

也可用于被动隔振。载荷较大时做成承压式，载荷较小时做成承剪式。和金属弹簧配合使用，隔离高频振动效果好。承压式隔振器应保证橡胶自由地向四周膨胀，相对变形量应控制在 10%-20%，承剪式隔振器的截面应设计成菱形。橡胶应避免日晒和油、水侵蚀。

2.2.2 减振器的轴承设计

主轴轴承[6]选择深沟球轴承，它主要用于承受纯径向载荷，适用于高转速甚至极高转速的运行，非常耐用，而且易达到较高的制造精度。深沟球轴承的摩擦系数很小，比其他轴承更有优越性。

轴承的设计主要要参照传动主轴的设计，即轴承的内圈直径需要大于满足主轴强度的最小轴径。查阅大、中、小型卡车主轴的最大输出扭矩，结合主轴的材料强度，得出各型号主轴的最小轴径，进而选择相应型号的轴承。

3 车用减振器的理论设计与分析

3.1 橡胶减振器的理论设计方法

3.1.1 设计或选用减振器的原则

设计或选用减振振器的原则[7]是：材料适宜、结构紧凑、形状合理、尺寸尽量小、减振效率高。具体设计或选用减振器时，需考虑的因素有：

①载荷的特点、激振的类型、给定的工作环境和可利用的空间尺寸。

②减振器的总刚度，应满足减振系数的要求。

③减振器的阻尼，决定于通过共振区时对振幅的要求。如果减振器的阻尼太小，设备通过共振区时的振幅较大，则应采取增加阻尼的措施。

减振器设计的任务，是根据对减振体系固有频率和减振器刚度的要求，决定减振器的几何尺寸；根据对通过共振区的振幅要求决定阻尼系数。阻尼值按图一确定。

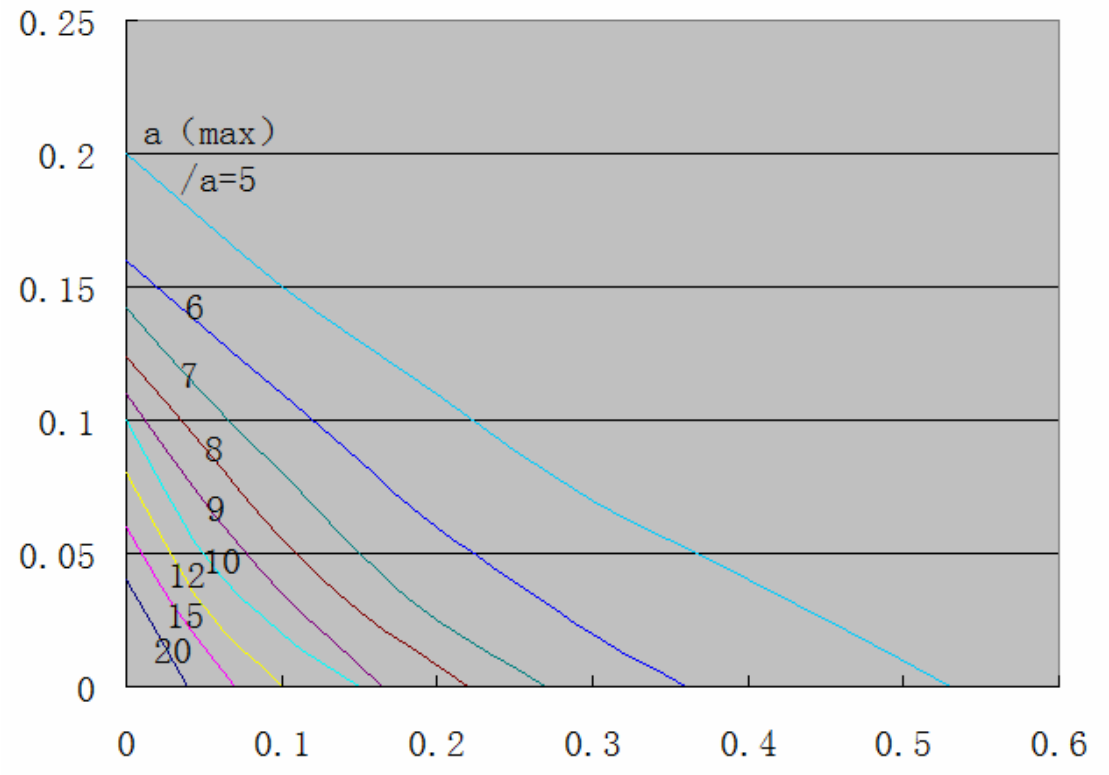


图 3.1 隔振器阻尼选取图

（ε-起动个停机时的角加速度 f_n-机器的固有频率 $a_{\max}$-起动或停车时的最大振幅 a-机器工作时的振幅）

使用时，知道了 ε 值算出 $a_{\max}/a$ 比值后，按图 3.1 求出所需的最小阻尼系数 c。当 c≦0.03 时，可采用金属弹簧减振器，c＞0.03 时，需采用橡胶减振器或金属弹簧和橡胶组成的组合减振器。

橡胶的弹性模量是隔振器设计中的重要参数,若 15 摄氏度的弹性模量作为 1，在其他条件相同的情况下，不同温度下的弹性模量如图 3.3 所示，其纵坐标为温度影响系数。弹性模量与相对变形的大小和外形尺寸也有关系。对于长方体或圆柱体试件，若受压面积为 F_1，自由面积为 F_2，其比值 $\mu_F = F_1/F_2$。若 μ_F=0.25 时的弹性模量为 1，由试验得到不同的 μ_F 值时的弹性模量，如图 3.5 所示，其纵坐标为橡胶弹性模量的形状系数。

橡胶的硬度不同，弹性模量也不同。承压面积与自由面积只比 μ_F=0.25、相对变形量为 15%、温度为 15 摄氏度时，丁晴胶的静态弹性模量 E 与硬度的关系

如图 3.2 所示。其他胶种也可应用图 3.3

（4）工作状态下橡胶的静态弹性模量 E_S 为

$$E_S = \xi_T \xi_F E \tag{2-3-1}$$

工作状态下橡胶的动态弹性模量为

$$E_d = n_d E_S = n_d \xi_T \xi_F E \tag{2-3-2}$$

式中，n_d 为动态系数，其值为：天然橡胶 1.2～1.6；丁晴胶 1.5～2.5；氯丁胶 1.4～2.8。

在动载荷的作用下，橡胶元件的刚度与静刚度 K_{ZS} 的关系为：

$$K_{ZD} = n_d * K_{ZS} \text{（天然橡胶 } n_d \text{ 取 1.2~1.6）} \tag{2-3-3}$$

3.2 减振器主要性能参数

3.2.1 动刚度

（1）动刚度[8]（或动柔度）是衡量机械机构抗振能力的常用主要指标，其在数值上等于机械结构产生单位振幅所需的动态力。机械结构在动态力的作用下，动刚度越大，振动量越小；反之，动刚度越小。振动量越大。机械结构的动刚度，不仅与它的静刚度有关，还与它的质量、阻尼和振动频率有关。在共振区，动刚度一般只有静刚度的几分之一到十几分之一。

（2）影响动刚度的主要参数：机械结构的动刚度，对于各种不同的振动，其数值各不相同，但都取决于机械结构本身的参数—静刚度 k、阻尼比 ξ 和质量 m。自激振动的动刚度，可按系统不产生自激振动的条件(稳定性判据)求得。受迫振动的动刚度，则可根据机械设备受迫振动的响应求得。

对于受简谐激振力的单自由度系统，可以大致分为三个区：准静态区（静刚度区），共振区（阻尼区），和惯性区。这三个区如图所示：

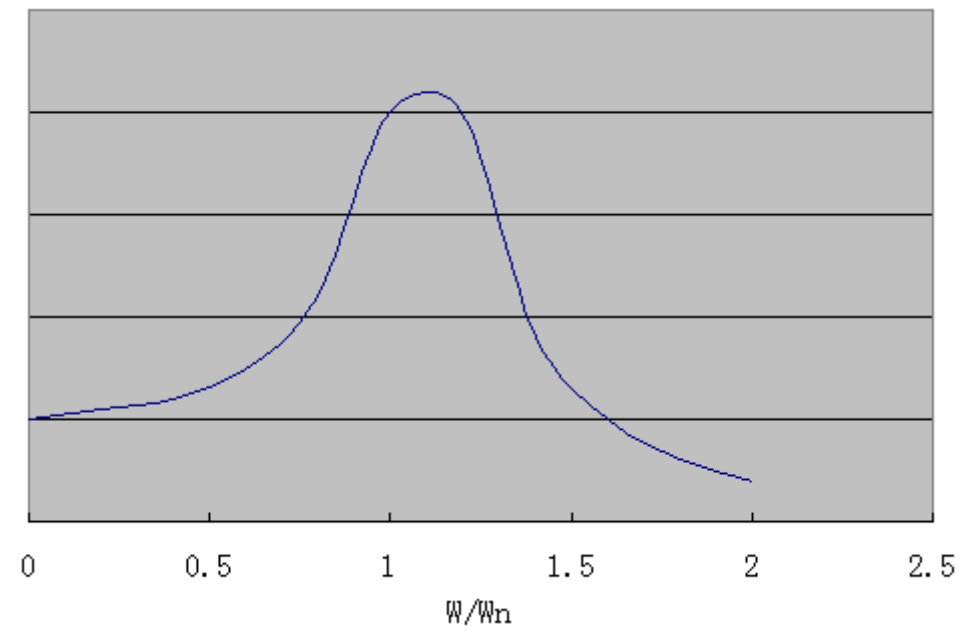


图 3.2　受迫振动的动柔度幅频特性曲线

①准静态区 0≤λ≤0.6～0.7，可忽略阻尼的影响，其动刚度主要取决于静刚度 K，而与频率比成抛物线的关系　即，

$$K_D \approx K*(\omega^2/\omega_n^2) \qquad (3\text{-}1\text{-}1)$$

若　$\lambda = \omega/\omega_n \le 1/3$，则可取 $K_D \approx K$

②惯性区 1.3～1.4≤λ，机械机构的动刚度主要取决于它的质量 M，即

$$K_D \approx M*\omega^2 \qquad (3\text{-}1\text{-}2)$$

③共振区　0.7≤λ≤1.3，动刚度主要取决于静刚度和阻尼比，而以阻尼比的影响为最大。共振时机械结构的动刚度最小。

可得，共振频率为

$$\omega_0 = \omega_n\sqrt{1-2\xi^2} \qquad (3\text{-}1\text{-}3)$$

最小动刚度

$$K_{D\min} = 2\xi\sqrt{1-\xi^2}k \qquad (3\text{-}1\text{-}4)$$

（3）改善机械结构的静刚度和固有频率，从提高机械结构动刚度的角度，来考虑改善机械结构的静刚度和固有频率时，应注意结构在受动载时的下列特点:

①机械各构件在受动载时，应按振动系统的各组成部分来分析;而受静载时，

仅需按力封闭区来考虑各构件的受力和变形。

②在动载时应考虑由构件质量所引起的惯性力。

③静载时构件同时出现弯曲、扭转等各类变形，而动载时，在某一激振频率下大多仅由 1-2 个主振型起决定作用，因而应根据该主振型及相应主导振动系统的变形特性来改善其静刚度。

④在改善机械结构静刚度的同时，应注意减轻其重量，提高其固有频率，并避免共振。

3.2.2 阻尼系数

（1）阻尼[9]是使振动能量随时间或距离逐步耗损的因素，是指阻碍物体的相对运动、并把运动能量转化为热能或其他可以耗散能量的一种作用，如振动系统内部质点间相对运动的阻碍及外部介质摩擦等。

阻尼的作用主要有以下几个方面：

①阻尼有助于减少机械结构的共振振幅，从而避免结构因震动应力达到极限造成机构破坏；

②阻尼有助于机械系统受到瞬时冲击后，很快恢复到稳定状态；

③阻尼有助于降低结构传递振动的能力。在机械系统的隔振结构设计中，合理地运用阻尼技术，可使隔振、减振的效果显著提高。

（2）改善机械结构的阻尼特性

①充分利用接合面间的阻尼，提高接合面间阻尼的原则是：既使结合的摩擦面上具有较大的压力，又能在振动时作微小的相对滑移。这种滑移虽使静刚度略有降低，但因阻尼提高，而使动刚度增加。

②附加具有高内阻尼的材料。对于弯曲振动构件，在其表面喷涂一层具有高内阻尼的粘滞弹性材料。

3.3 减振器性能的理论计算

3.3.1 等效法

（1）首先对环状橡胶块进行等效处理[7]，等效成上下等厚度的两片承压减振片。进而可以得到橡胶块截面参数，长 A，宽 B，厚 H，接着就得到 承压面积与自由面积之比

$$\mu_F = (A*B)/[2*(A+B)*H] \qquad (3\text{-}2\text{-}1)$$

（2）由橡胶块的肖氏硬度查下表可得橡胶的弹性模量 E

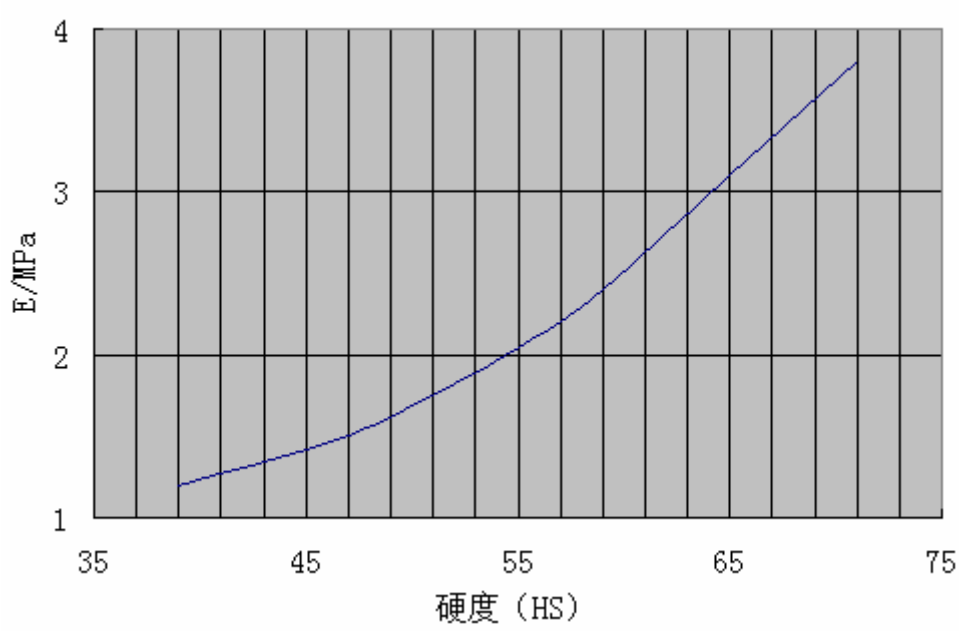


图 3.3　弹性模量

（3）由工作情况下的温度可查下表可得温度对弹性模量的影响系数 ξ_T

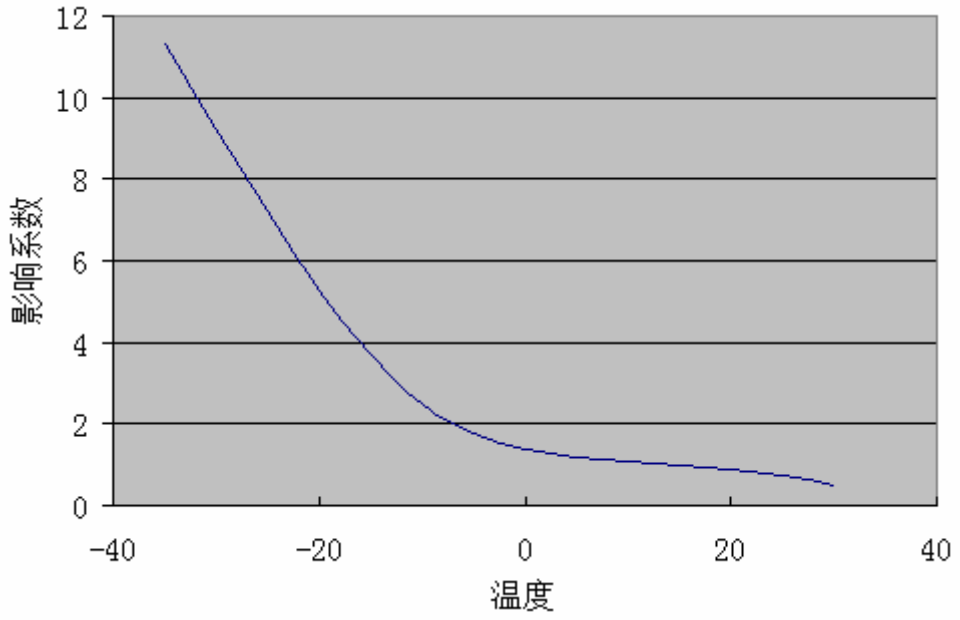


图 3.4　温度对弹性模量的影响系数

（4）　由承压面积与自由面积之比μ_F可查下表得到形状对橡胶弹性模量的影响系数ξ_F

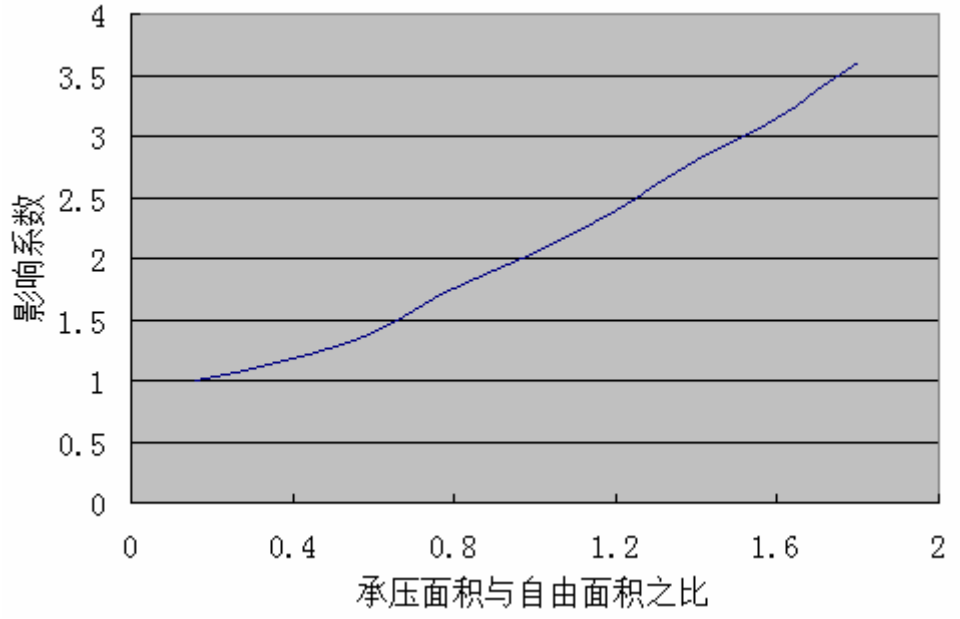


图 3.5　形状对橡胶弹性模量的影响系数曲线

（5）由上面四步可得工况下橡胶的静态弹性模量E_S和隔振器的静刚度K_{ZS}，即

$$E_S = \xi_T \xi_F E \qquad (3\text{-}2\text{-}2)$$

$$K_{ZS} = E_S * A / H \qquad (3\text{-}2\text{-}3)$$

（6）在动载荷的作用下，橡胶元件的刚度与静刚度K_{ZS}的关系为：

$$K_{ZD} = n_d * K_{ZS} \quad \text{（天然橡胶}n_d\text{取 1.2~1.6）} \qquad (3\text{-}2\text{-}4)$$

（7）结合本次设计的轻卡减振器，方法一的计算如下：

①对近似圆环状的减震橡胶进行等效处理，等效为圆环状，进而得到它的截面系数：

A=127mm　B=46mm　H=20mm

结合公式（3-2-1）和 图 3.5

可知，　ξ_F=1.2

②由本次橡胶块的肖氏硬度，HS=60，查 3.3 可知，橡弹性模量

$$E = 260N/MM$$

③设工作温度为 30 度，则查图 3.4

可知。　ξ_T=0.68

所以，　$E_S = \xi_T \xi_F E$=$212.16N/MM$

进而由，公式（3-2-3）

可得减振器静刚度K_{ZS}=$309.85N/MM$

又由，公式（3-2-4），

可知减振器动刚度 $K_{ZD} = 495.77N/MM$

3.3.2 固有频率法

(1) 求出主轴和减振器系统的固有频率[10]

可以用静变形法求解系统固有频率，其中静变形量

$$\delta_{ZS} = W/(N * K_{ZS}) \qquad (3\text{-}2\text{-}5)$$

（W 为系统质量，N 为减振器个数，K_{ZS}为系统静刚度），结合下图静变形量和系统固有频率的关系，可得ω_n

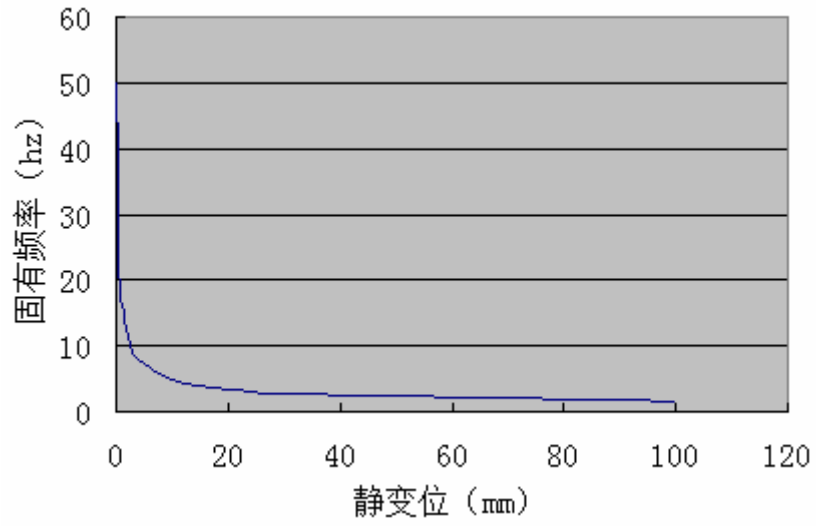


图 3.6　系统静变位与系统固有频率的关系曲线

(2) 由动刚度计算公式可得

$$K_D = M * 4\pi^2 * \omega_n^2 \qquad (3\text{-}2\text{-}6)$$

(3) 结合所设计的轻卡减振器，方法二计算如下：

由法一可求出减振系统静变形满足 $\delta_{ZS} = W/(N * K_{ZS})$，　其中设 W=650N

带入数据，可得，　δ_{ZS}=2.1MM

查图 3.6 可得，ω_n=11HZ

则，　$K_D = M * 4\pi^2 * \omega_n^2$=320N/MM

3.4 汽车主轴减振器减振效果理论计算

通过计算系统的阻尼比和频率比，然后通过查阅表 3-1 获得系统的隔振效率

表 3-1

衰减指标	阻尼比	频率比	λ=W/Wn						
			0	0.5	1	1.414	2	2.5	4
隔振系数	ξ	0	1	1.33	∞	1	0.33	0.19	0.07
		0.1	1	1.33	5.1	1	0.36	0.21	0.09
隔振效率	ξ	0	0	-33.30%	-∞	0	67%	81%	93%
		0.1	0	-33.30%	41%	0	67%	79%	91%
频降倍数	ξ	0	1	0.75	0	1	3	5.25	15
		0.1	1	0.75	0.2	1	2.81	4.72	11.73
隔声系数	ξ	0	0	-2.5	-∞	0	9.54	14.4	23.5
		0.1	0	-2.47	-14.13	0	8.98	13.74	21.39

经查阅资料可知，天然橡胶的阻尼比可取 0.1，且在动刚度计算的法二中计算的到了系统固有频率ω_n，则带入不同的激振频率即可查表得出隔振效率。

实际车辆行驶过程中，受到振动的频率一般在 6HZ~16HZ 内变化，而该系统的ω_n为 11HZ，则λ则在 0.54～1.45 内范围里变化，结合上图可以发现，减振效果一般。

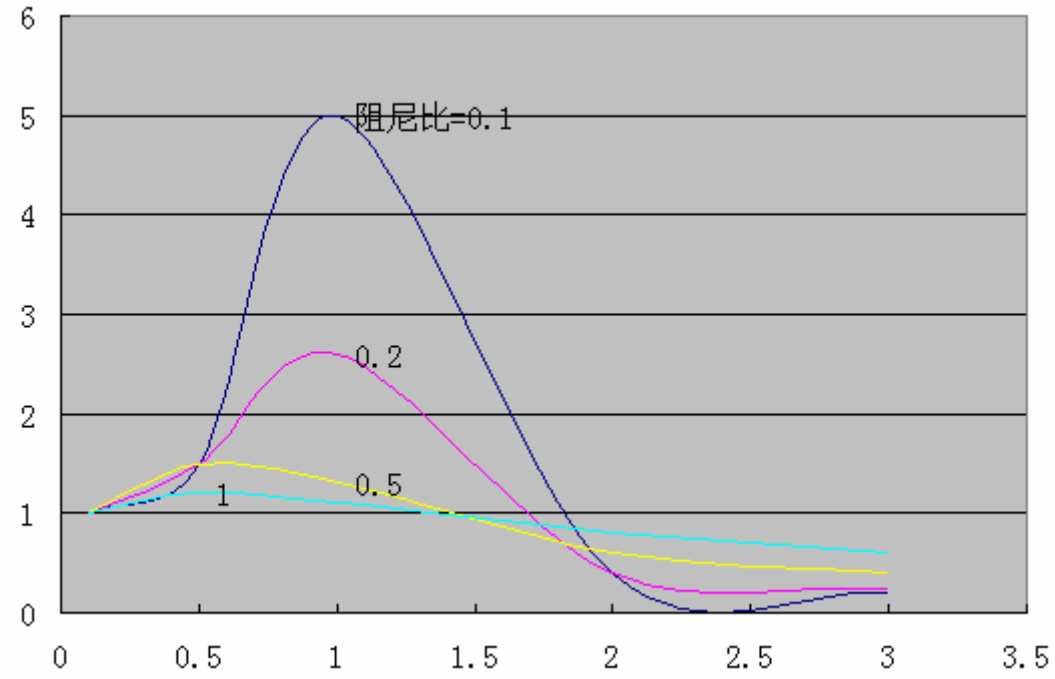


图 3.7 频率比与隔振系数的关系曲线

由上图可知：

①无论阻尼比ξ多大，只有当频率比$\lambda > \sqrt{2}$时，才有隔振效果，而且随着λ的增加，隔振效果增加。在实际应用中取λ=2.5～5 已经足够。

②增大阻尼，可以减小汽车在启动和停车过程中经过共振区时的最大振幅，但在$\lambda > \sqrt{2}$时，却使η（隔振系数）增大，即隔振效果降低。振动系统阻尼的选择，应同时考虑这两方面的因素。

由于一般隔振材料阻尼系数不大，在λ=2.5～5 的范围内，计算隔振系数时，可以不考虑阻尼的影响。

4 车用减振器的动态性能测试与分析

4.1 实验概述

（1）实验产品实物图

图 4.1 车用传动轴减振器实物

（2）实验设备 MTS810 介绍

材料性能检测实验室现有一台美国 MTS 公司制造的材料试验机[11]，型号为 MTS810。该试验机是采用载荷传感器反馈信号实现闭环控制的电液伺服材料试验机，通过主控计算机可以方便地实现预定载荷加载试验的程序控制和实验数据观察，该设备可以进行多种材料静、动态的拉、压、弯曲试验。

该试验机主要技术参数：

主机载荷容量：　　±100KN

驱动功率：　　18KW

油压：　　21Mpa

载荷传感器精度：　　优于 0.5%

（3）减振器的安装

①夹具的设计

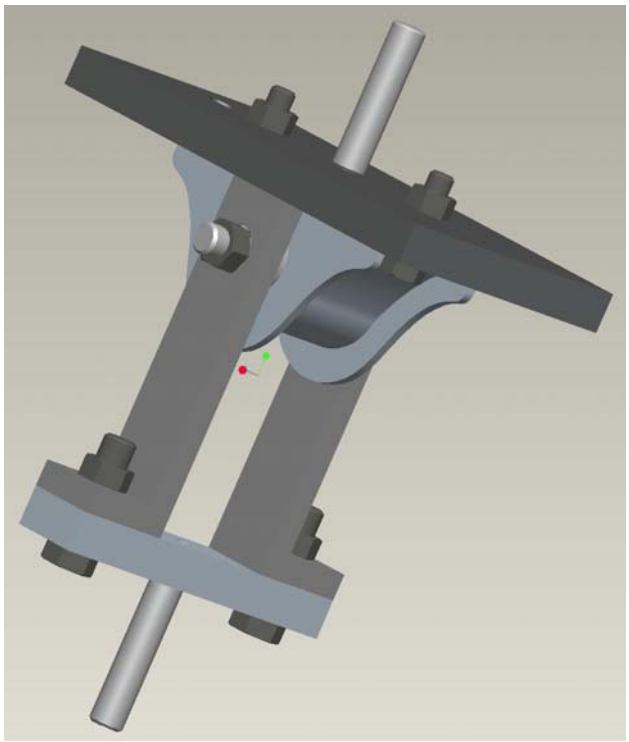
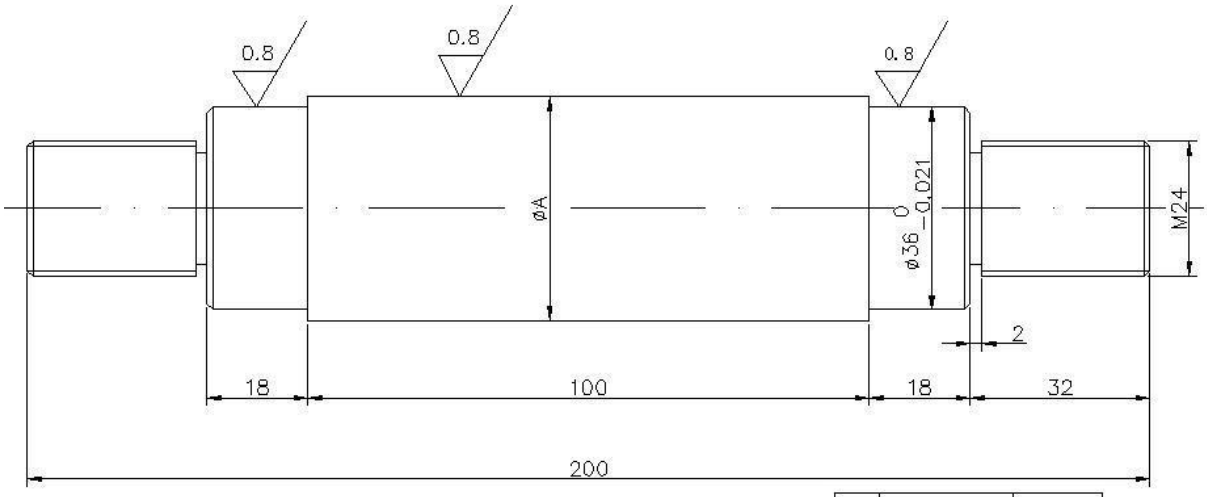


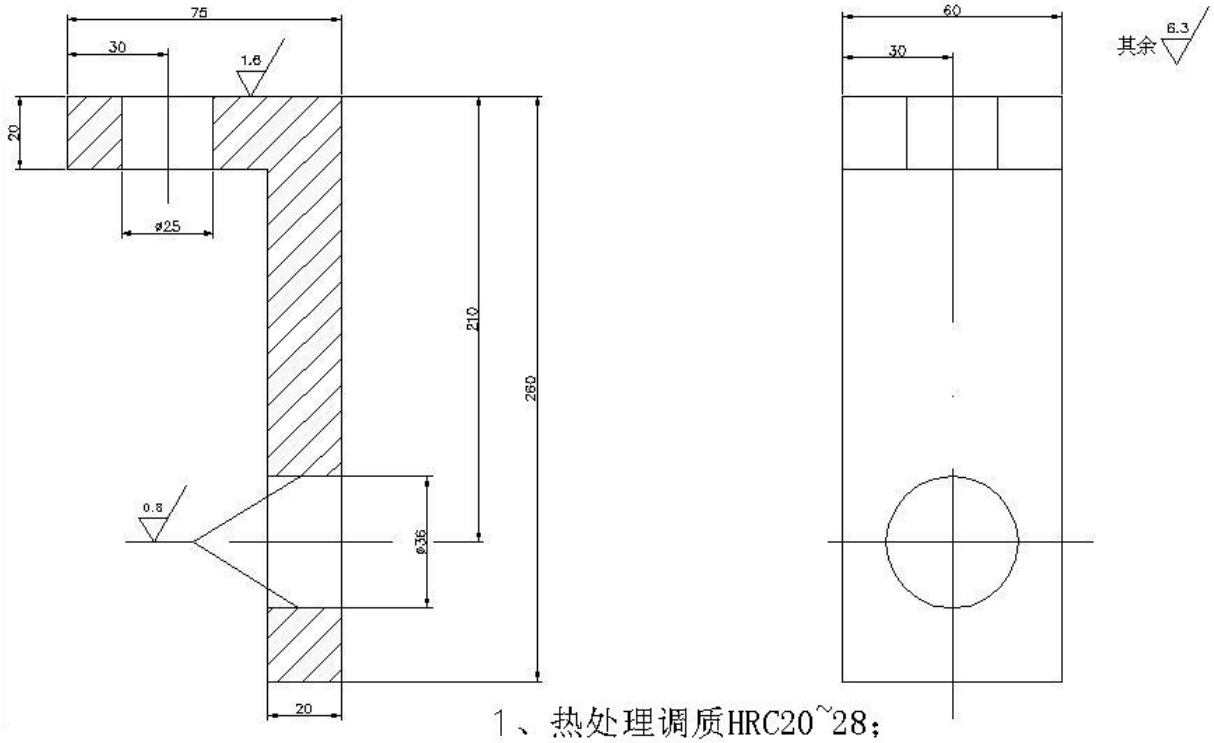
图 4.2 夹具与减振器



1、热处理调质HRC20~28；
2、未注倒角2X45°。

序号	尺寸A	公差
1	40	±0.01
2	50	
3	80	

图 4.3 主轴加工图



1、热处理调质HRC20~28；
2、去尖角毛刺。

图 4.4 L 型板加工图

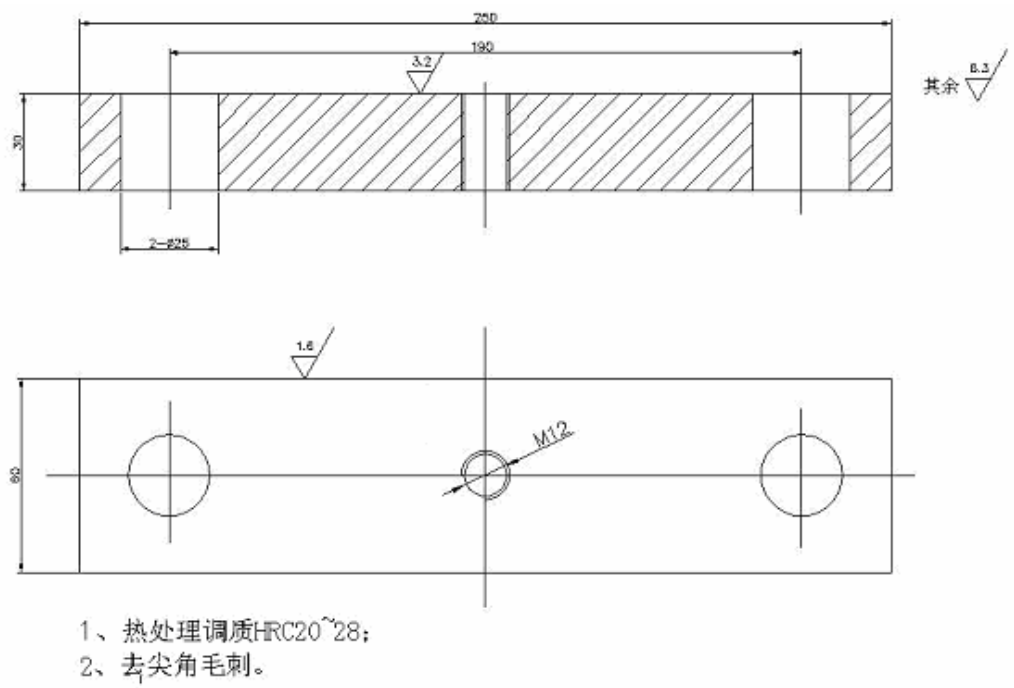


图 4.5 下夹板加工图

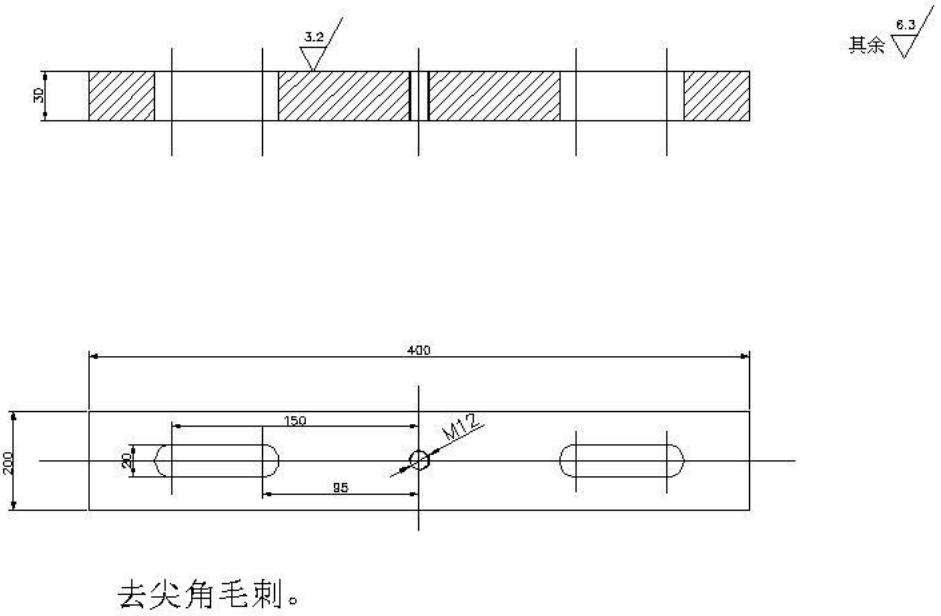


图 4.6 上夹板加工图

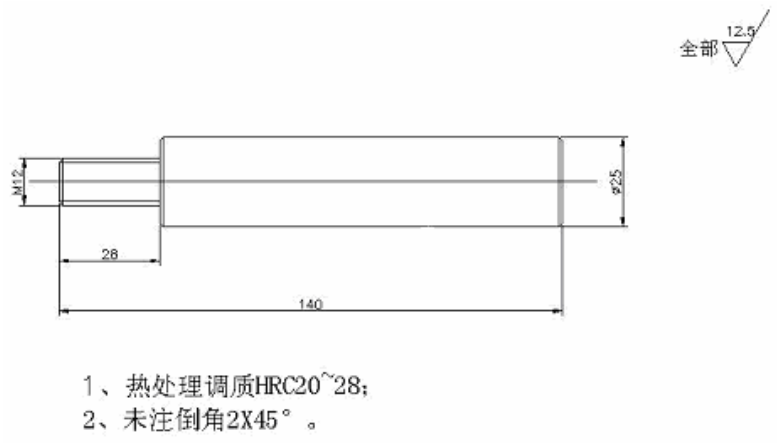


图 4.7 夹持轴加工图

②安装示意图

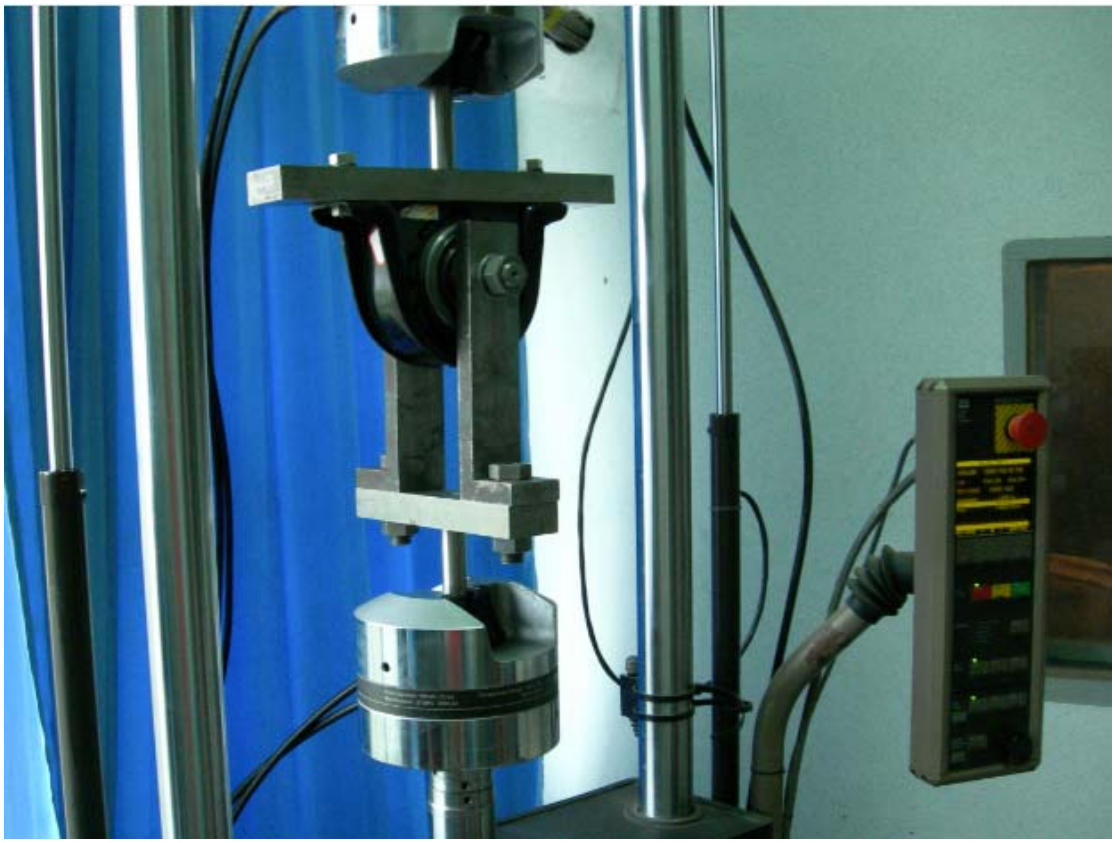


图 4.8 电液伺服材料疲劳试验机 MTS810

（4）测试概况

试验对三种汽车传动轴减振器试件分别进行静刚度、零载条件下的动刚度、额定载荷条件下的动刚度特性测试。

试验仪器采用美国 MTS 公司 810 型通用液压伺服静态及动态试验系统(Versatile, Multi-Purpose Servo-hydraulic Testing Systems For Static and

Dynamic Tests)，该系统全程由计算机编程控制，数据由计算机直接采集，其控制及数据采集精度完全满足要求。

4.2 实验步骤

4.2.1 静刚度测试

（1）夹具及减振器的安装

将安装好夹具的减振器固定放置于试验机，调整夹具的位置，使其上下对中，最后将各螺栓拧紧。

（2）大变形预测试验[12]（用于确定减振器的额定载荷）

以小于 8mm/min 的加载速率进行大变形加载，使之产生较大变形，同时以 5Hz 的采样频率记录加载过程中的载荷及位移值，并形成数据文件。

根据数据文件，绘制载荷—位移曲线，寻找较为平直的中间段作为该减振器的工作区间，其最大值除以 1.25 作为额定载荷。

（3）静载试验

静载试验加载三个循环，载荷范围从零（或三分之一额定载荷的负值）到额定载荷的 1.25 倍，加载速度需满足小于 8mm/min 的规定。第三次加载至 1.25 倍额定载荷后，保持 30 秒，然后再卸载。试验过程中以 5Hz 的采样频率记录载荷及位移值，并形成数据文件。

4.2.2 零载条件下的动刚度测试

（1）将安装好夹具的减振器固定于试验机上，使夹头处于不受力的状态，根据表 1 中各参数对减振器进行稳态正弦试验。即选定正弦频率，对振动位移的峰值进行控制，采用循环方式对正弦试验过程中的载荷及位移等参数进行计算机采集，并形成数据文件；

（2）数据文件的命名规则参见表 4-2。

表 4-1 稳态正弦试验参数表

激励频率(Hz)	0.5	2	5	8	11	14	17	20
峰值	±0.25mm、±0.5mm、±1mm、±1.5mm							
试验循环次数	100	200	500	800	1100	1400	1700	2000
采样步长(ms)	40	10	3	2.5	1.5	1.5	1	1
采样点数	2048							

表 4-2 试验编号规则

试件名称	大变形预测试验	静刚度测试	无预载动刚度测试	额定载荷动刚度测试
22TC01-02220	DJ1JL	DJ1J	DJ1D0*	DJ1DD*
22TC80-02220	DJ2JL	DJ2J	DJ2D0*	DJ2DD*
22Z66-02222	DJ3JL	DJ3J	DJ3D0*	DJ3DD*

同一振幅各频率数据文件存放于同一数据文件中,数据文件格式为 Excel.

4.2.3 额定载荷条件下的动刚度测试

（1）将安装好夹具的减振器固定于试验机上，对试件加载至额定载荷；

（2）同 4.2.2 中第(1)步；

（3）数据文件命名规则参见表 4-2。

4.3 静、动刚度测试结果分析

4.3.1 额定载荷的确定

1 三种减振器大变形载荷－位移曲线

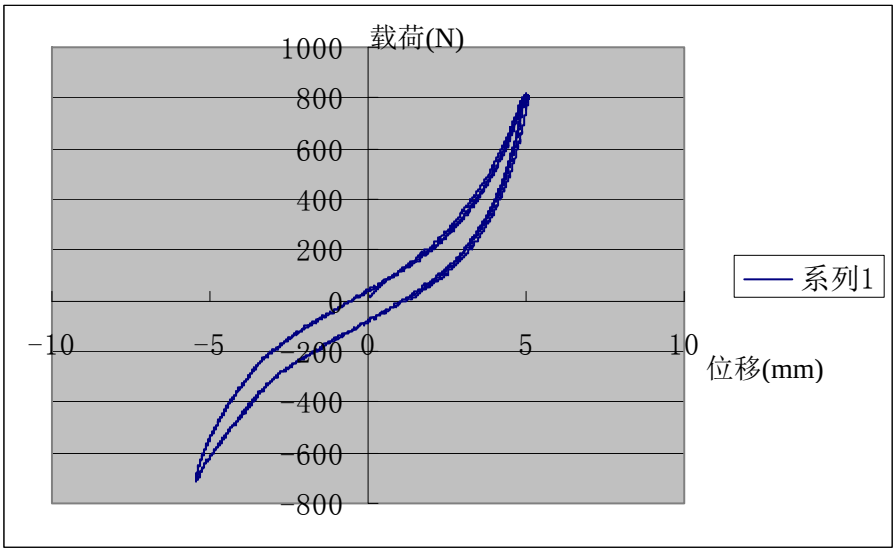


图 4.9　DJ1 减振器大变形载荷－位移曲线

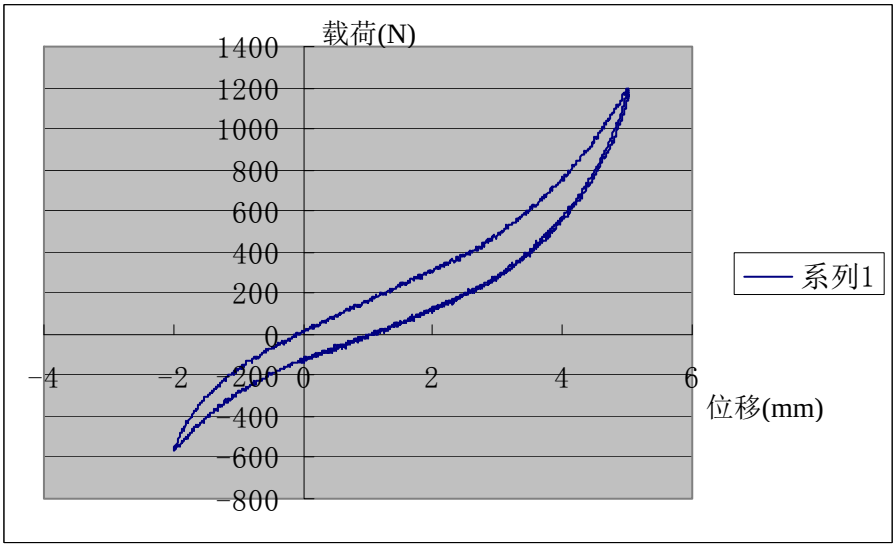


图 4.10　DJ2 减振器大变形载荷－位移曲线

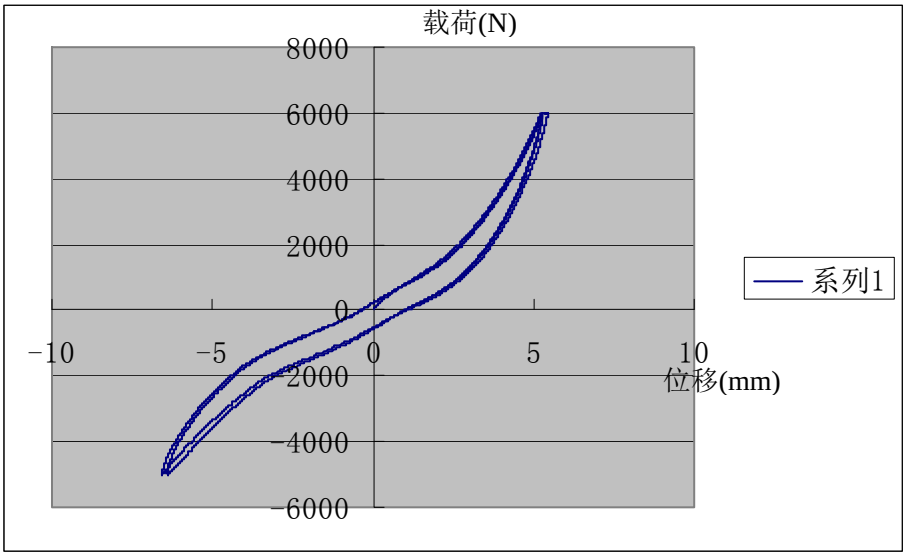


图 4.11　DJ3 减振器大变形载荷－位移曲线

根据图 4.9～图 4.11 所示各型减振器大变形的载荷－位移曲线，参照通用减振器工作载荷区域的确定方法，选择曲线中较为平直的部分作为该减振器的工作区间，其最大值除以 1.25 作为额定载荷。三种减振器的额定载荷参见表 4-3。

4.3.2 静刚度计算及结果

静刚度按国标 GB/T 15168-94 计算，具体方法如下：

$$K_s = \Delta P / \Delta X = (1.1P_0 - 0.9P_0)K_s / (X_{1.1} - X_{0.9}) \qquad (4\text{-}3\text{-}1)$$

式中：P_0——减振器额定静载荷；

ΔP——静载荷增量；

ΔX——静变形增量；

$X_{1.1}$——在 1.1 倍额定载荷时减振器的静变形值；

$X_{0.9}$——在 0.9 倍额定载荷时减振器的静变形值。

根据试验数据，绘制出三种汽车传动轴减振器试件的载荷—位移曲线图（参见：图 4.12～图 4.14），并计算出额定载荷下各减振器的静刚度参见表 4-3。

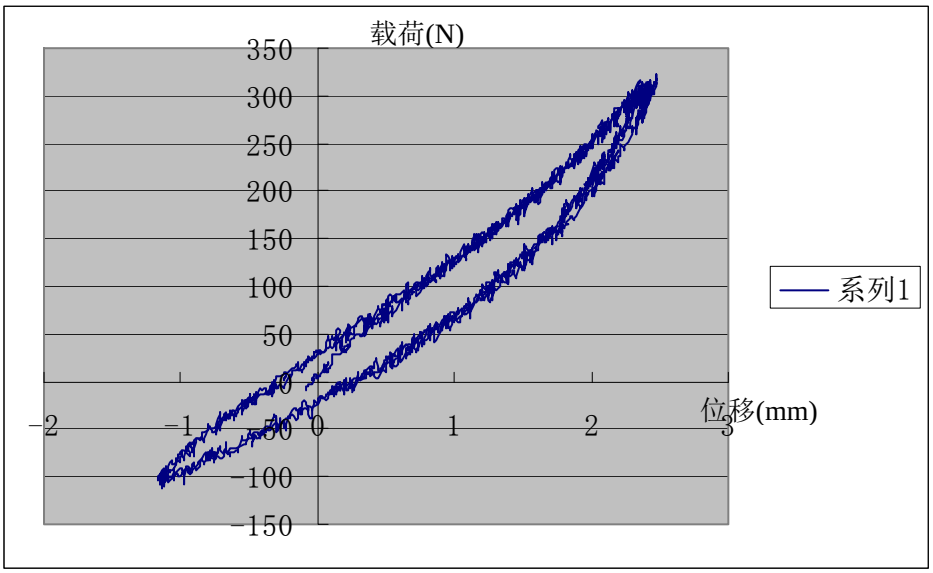


图 4.12　DJ1 减振器载荷－位移曲线

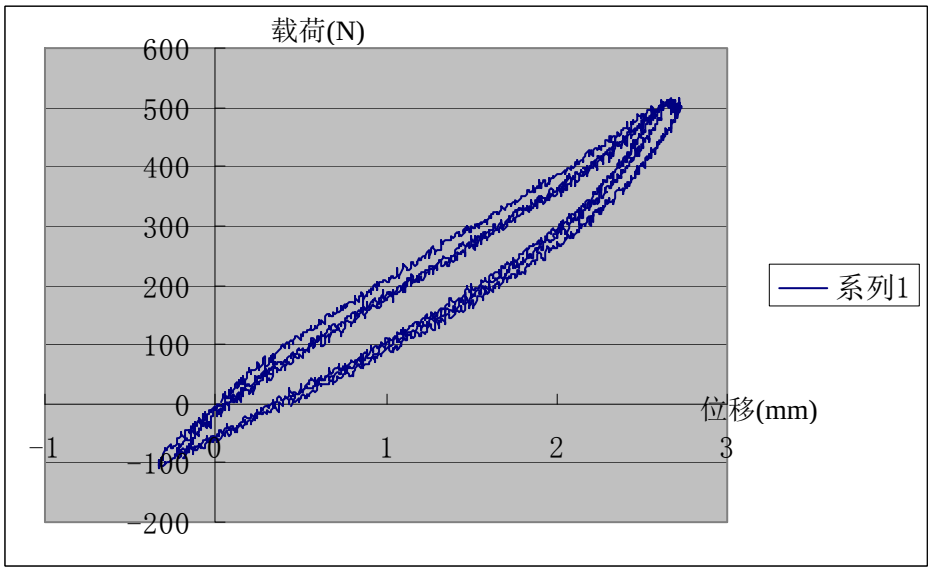


图 4.13　DJ2 减振器载荷－位移曲线

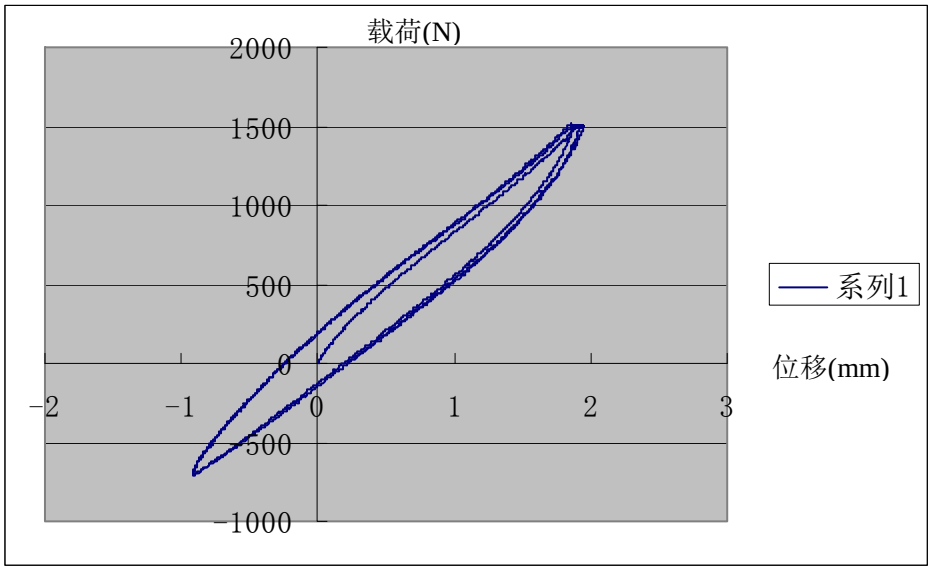


图 4.14　DJ3 减振器载荷－位移曲线

表 4-3　三种汽车传动轴减振器的静刚度

试件名称	模型编号	额定载荷	加载方式	数据文件名	静刚度（N/mm）	备注
22TC01-02220	DJ1	240N	载荷控制（300N/min）	DJ1J.DAT	179	
22TC80-02220	DJ2	400N	载荷控制（400N/min）	DJ2J.DAT	260	
22Z66-02222	DJ3	1200N	载荷控制（1500N/min）	DJ3J.DAT	912	

4.3.3 动刚度测量结果

三种汽车传动轴减振器在 0.5Hz、2Hz、5Hz、8Hz、11Hz、14Hz、17Hz、20Hz 频率上，位移峰峰值分别是±0.25mm、±0.5mm、±1mm、±1.5mm 的零载荷和额定载荷动刚度测量数据参见：表 4-4～表 4-6,并相应绘于图 4.15～图 4.23 中[13]。

表 4-4　DJ1 型减振器动刚度测量结果

频率	位移峰峰值（mm）	零载荷	额定载荷
		动刚度（N/mm）	动刚度（N/mm）

0.5	±0.25mm	143.8249	296.0688
2		182.8529	316.4148
5		180.0612	322.1444
8		185.2184	320.0616
11		232.0683	381.8522
14		261.6912	395.0435
17		293.5318	422.5783
20		496.5986	757.8926
0.5	±0.5mm	138.8844	254.3888
2		146.1453	281.1442
5		151.5905	292.2905
8		178.1989	303.9958
11		181.9005	327.3821
14		216.099	349.9585
17		272.4731	420.9691
20			
0.5	±1mm	130.3505	237.4426
2		140.9282	248.2517
5		142.3033	259.5228
8		156.9876	274.3926
11		176.4076	286.8046
14		183.0945	331.9561
17		232.8442	366.9661
20			
0.5	±1.5mm	121.4137	245.0575
2		130.4158	248.7288
5		133.9918	269.713
8		137.4488	274.4367
11		144.1124	292.5251
14		178.6166	299.5531
17		238.128	340.2747

20			

表 4-5　DJ2 型减振器动刚度测量结果

频率	位移峰峰值（mm）	零载荷	额定载荷
		动刚度（N/mm）	动刚度（N/mm）
0.5	±0.25mm	311.9665	390.0812
2		352.8972	424.3303
5		362.2162	459.2259
8		392.9243	491.3298
11		383.9351	527.6213
14		424.3303	551.8529
17		504.045	608.1004
20		581.3029	719.5468
0.5	±0.5mm	281.4519	374.1481
2		304.5392	418.6002
5		317.4991	434.1809
8		323.238	464.1113
11		366.1431	466.5539
14		399.9034	495.9637
17		474.304	558.2199
20			
0.5	±1mm	247.2858	349.8503
2		270.0601	388.6067
5		286.951	397.647
8		305.5539	419.4151
11		321.9576	428.5295
14		334.0288	453.9866
17		366.4488	497.0375
20			
0.5	±1.5mm	238.466	353.2712
2		253.5832	364.6788
5		266.3726	391.9743
8		280.9173	405.3278

11		295.2245	422.3699
14		302.5486	458.3162
17		371.61	517.2176
20			

表 4-6　DJ3 型减振器动刚度测量结果

频率	位移峰峰值（mm）	零载荷	额定载荷
		动刚度（N/mm）	动刚度（N/mm）
0.5	±0.25mm	1246.716	1721.748
2		1374.405	1839.556
5		1466.313	2002.28
8		1557.263	1982.25
11		1569.065	2130.757
14		1616.276	2143.869
17		1714.957	2289.725
20		1910.879	2449.408
0.5	±0.5mm	1128.013	1601.702
2		1209.405	1724.931
5		1268.611	1782.466
8		1310.1	1855.856
11		1380.345	1860.676
14		1385.986	1915.638
17		1442.95	1998.139
20			
0.5	±1mm	937.7943	1390.711
2		992.5648	1494.12
5		1042.063	1535.214
8		1046.596	1570.508
11		1068.645	1619.176
14		1115.338	1625.408
17		1186.449	1701.753
20			
0.5	±1.5mm	814.3362	1301.531
2		861.9065	1388.246

5		874.2343	1438.78
8		887.7925	1472.429
11		874.7959	1484.862
14		888.6742	1477.469
17		988.9566	1573.62
20			

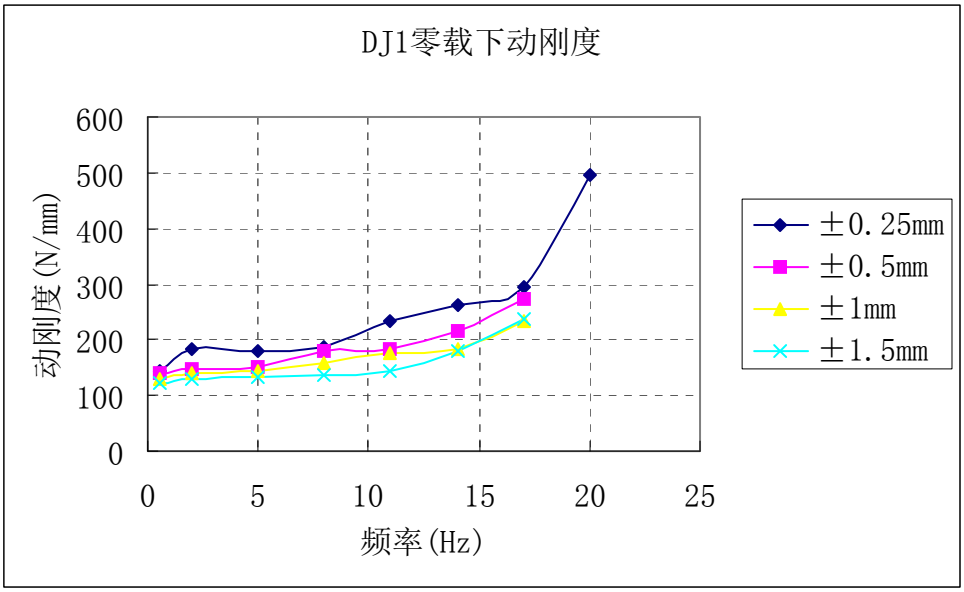


图 4.15　DJ1 减振器动刚度曲线（零载荷）

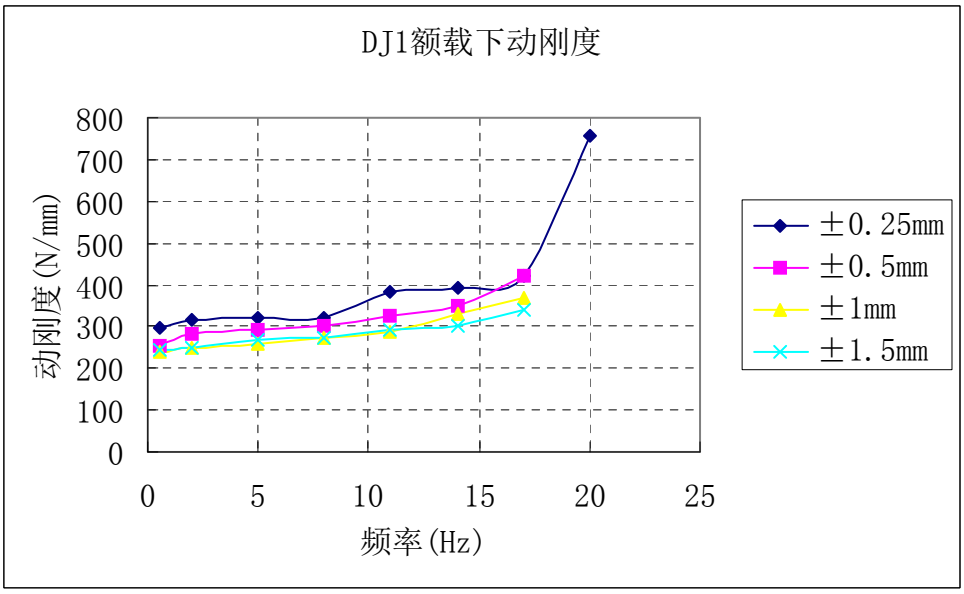


图 4.16 DJ1 减振器动刚度曲线（额定载荷）

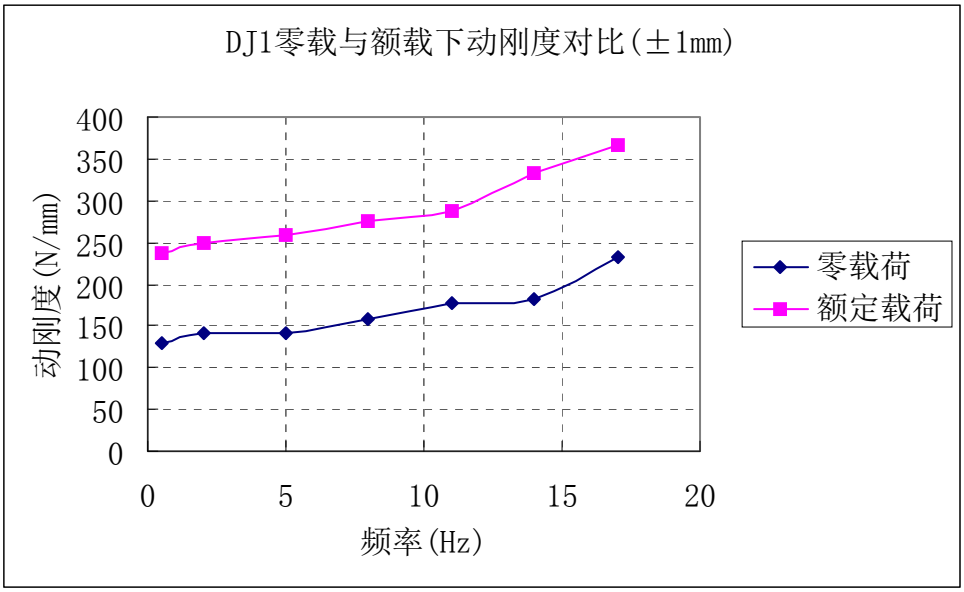


图 4.17　DJ1 减振器零载与额载下动刚度对比曲线（±1mm）

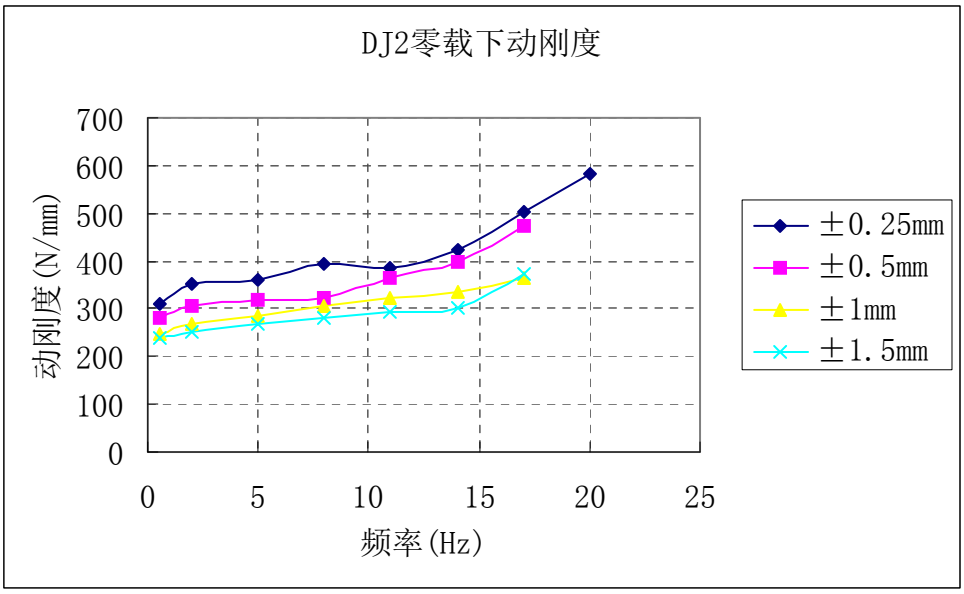


图 4.18　DJ2 减振器动刚度曲线（零载荷）

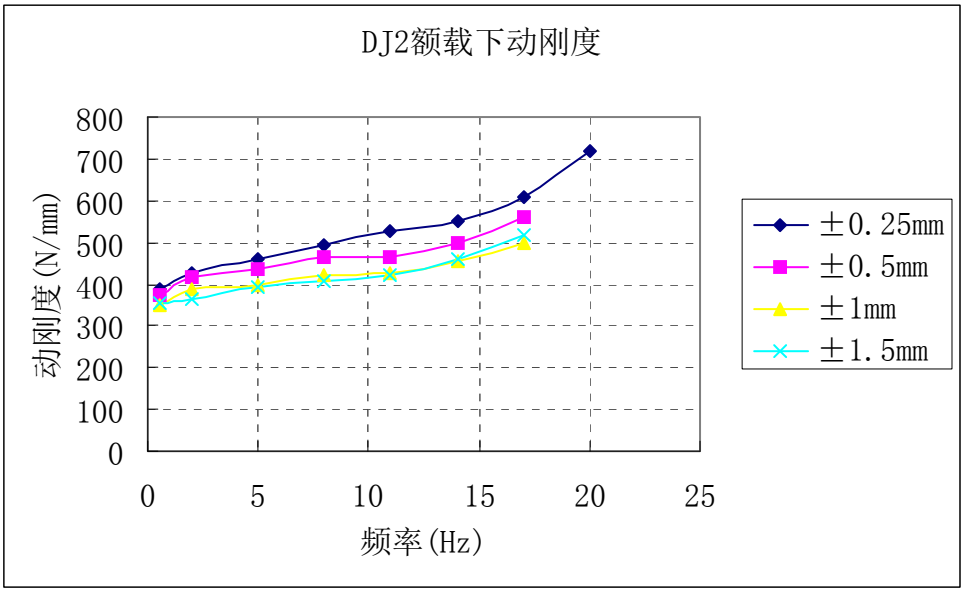


图 4.19 DJ2 减振器动刚度曲线（额定载荷）

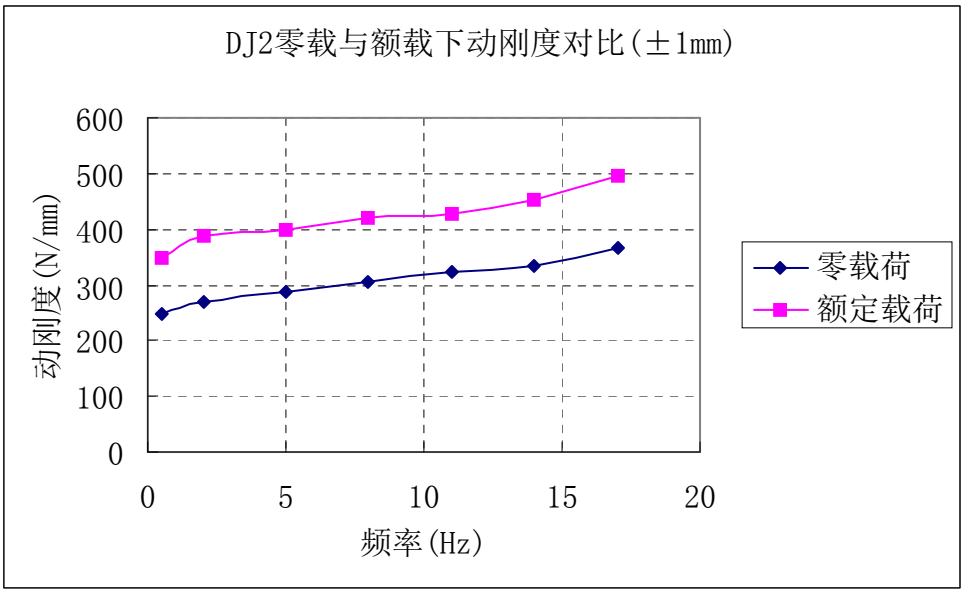


图 4.20 DJ2 减振器零载与额载下动刚度对比曲线（±1mm）

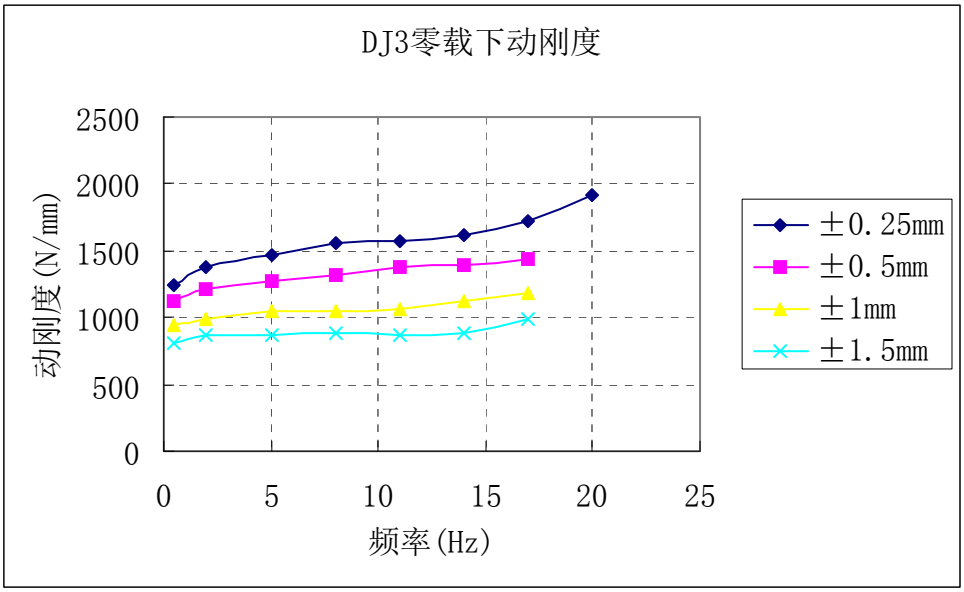


图 4.21 DJ3 减振器动刚度曲线（零载荷）

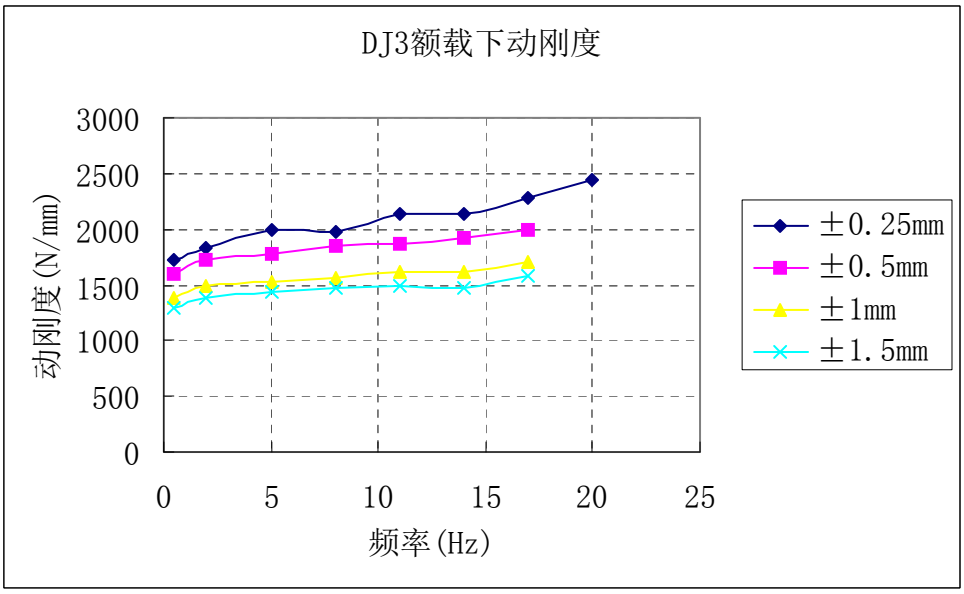


图 4.22 DJ3 减振器动刚度曲线（额定载荷）

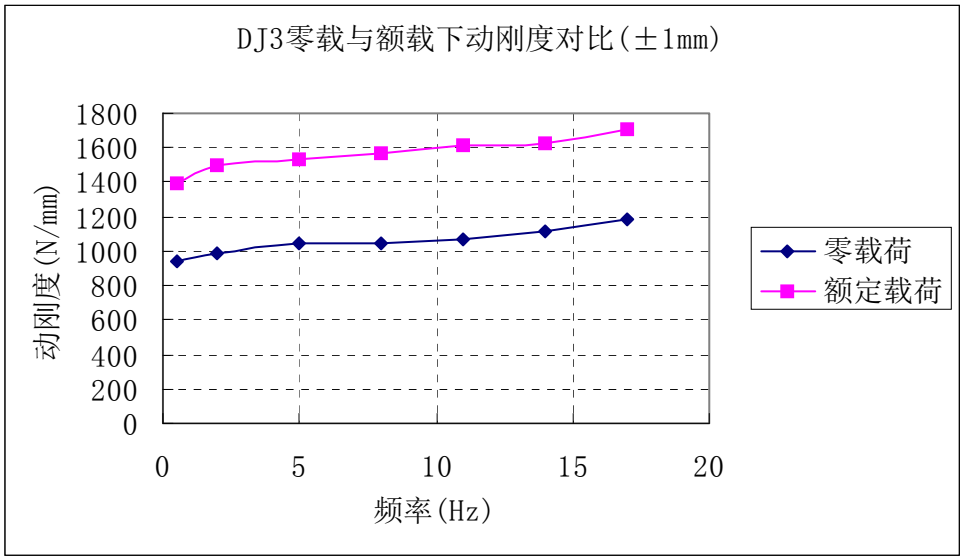


图 4.23　DJ3 减振器零载与额载下动刚度对比曲线（±1mm）

4.4 测试结论

（1）从图 4.7～图 4.9 可以看出，载荷较小时，曲线的波动性较大，载荷较大时，曲线较为光滑，主要原因是试验机的量程为 10KN，载荷太小时测量精度有一定影响，但进行曲线拟合之后，计算结果符合实际。

（2）从频率、动刚度、振幅曲线图可以看出：

①零载和额载两种情况下，随着频率的升高，动刚度都逐渐增大；

②零载和额载两种情况下，振幅增大，动刚度减小；

③同条件情况下，额载下的动刚度较零载下的动刚度要大，两条曲线基本平行。

④由于实验机没有基座，直接安装在地板上，实验机的固有频率接近 20Hz，所以大振幅 20Hz 的动态测试没有进行，±0.25mm 振幅测试的动刚度亦有较大变化，建议不采用。

⑤本试验仅进行了拉压试验，未进行扭转试验，建议有条件的情况下可以进行扭转试验，以考虑传动轴的转动对汽车振动的影响。

⑥标号为 DJ3 的 22Z66-02222 型汽车传动轴减振器，在试验过程中出现橡胶与金属固定圈分离现象，表明该结构定位装置设计有缺陷，其余两款无此问题。

5 车用减振器的设计改进

由以上的实际产品理论计算和实验分析，我们不难发现，该类型的减振器减振效果有限，并不能在所有的行驶状态（不同的受激频率）下保证足够的减振效果。

下面我们从理论方法出发，设计改进意见。

5.1 改进动刚度

影响减振效果的主要因素是减振器系统的动刚度，我们应该进一步提高现有系统的动刚度。具体做法是：

（1）在尺寸设计方面，一定范围内增大减振器橡胶的表面积，使其尽可能多的贴在前、后轴承圈，进而提升了形状对弹性模量的影响系数。

（2）在经济条件和生产条件允许的情况下，选用弹性模量较高的橡胶，这样能提升橡胶的静刚度，进而提升减振器的动刚度。

（3）结合动刚度求解公式，在一定范围内增大振动系统的固有频率，这样将直接提升系统动刚度。具体方法有：①减小减振系统的静变形量；②适当增加系统的静刚度也能减小系统的静变形量，进而增大系统的固有频率。

（4）一定范围里，增大系统的质量也能增加系统的动刚度，但随着质量的增加对承重材料的要求也会相应提高，增加了成本。

5.2 提高隔振效率

我们要需要考虑减振器的隔振效率[14]。隔振效率的主要依据是频率比λ的大小，只有当$\lambda > \sqrt{2}$时，才有一定的减振效果，那么在汽车行驶时外界振动情况一定的条件下，我们只能适当降低系统的固有频率才能达到减振条件。

5.3 改进承载方式

减振器承载方式[15]的选择对于传动轴的减震效果也有极大的影响，首先是减振器应该放在什么位置，当然这需要对传动轴在传递扭矩过程中的状态进行分析，进而判断传动轴上哪里振动最为剧烈：另外，不同大小的传动轴，由减振器承载时，对减振器施加的载荷不一样，静态时的变形也会不一样，这样就需要对不同型号的减振器进行更进一步的细化设计，使提升减振。

5.4 环境因素

减振器中的天然橡胶是主要减振元件，而实验过程中未考虑与减振器性能有关的温度、日照、油浸、老化等因素[16]，所以，在实际使用过程中，尽量避免恶劣环境，提高减振器使用寿命。另外，在实际环境中的使用，也可为日后减振器性能改进提供有用的技术指导。

6 结论

时间过得真快，转眼间我已经沉浸在毕设中三个月了，我也记不清我去了多少次图书馆，多少次拿起那几本厚厚的机械设计手册，多少次重新计算减振器的各种参数……但是当我看着自己的劳动成功时，我觉得这些付出都是值得的，在这个学习钻研的过程中，我始终保持着极大的耐心和必胜的决心，这样不仅巩固和增长了我的知识，而且磨炼了我的意志，让我更加自信，更加成熟。在以后的学习和工作中，我会不怕困难，敢于迎难而上，取得更大的成绩。

在我的这篇论文中，我们可以借助理论计算来设计能达到减振效果的减振器的具体尺寸，实现了减振器的设计环节;同时，我们也可以利用理论知识来检验设计好了的减振器的理论减振效率，实现了减振器的校核环节。当然，实验是检验理论计算是否有效的最强武器，本篇论文也介绍了用实验的方法来验证减振器的减振效果，通过静刚度测试实验和零载、额载的动刚度测试的实验，可以得到具体的减振器产品的基本性能参数。这样就实现了理论和实际的结合，使论文更加丰富。在论文的最后还讲到了减振器的改进，我们能够不断增强减振器的品质，使减振器的类型不断增加，应用在不断扩展，性能在不断提升。

参考文献

[1] 张连海. 可变阻尼减振器产品族设计方法的研究[J]. 机械设计与研究，2007，6（3）：22-31.

[2] Nishiue Takeshi, Sento Kazushige, Ohara Riichiro. Rubber compositions and their vibration dampers with good durability. JP 2002， Aug 28, 2002，241-539

[3] 陶怡，于春艳. 工程制图[M]. 北京：中国电力出版社，2008

[4] 丁厚福，王立人. 工程材料[M]. 武汉：武汉理工大学出版社，2000

[5] 减振橡胶知识及应用 http://wenku.baidu.com/view/8e40d953ad02de80d4d84008.html，2010-3-10

[6] 谢传锋，王琪. 理论力学[M]. 北京：高等教育出版社，2008

[7] 屈维德，唐恒龄. 机械振动手册[M]. 北京：机械工业出版社，2000

[8] 闻邦椿，刘树英. 机械振动学[M]. 北京：冶金工业出版社，2011

[9] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京：高等教育出版社，2003

[10] 马大猷. 噪声与振动控制手册[M]. 北京：机械工业出版社，2002

[11] 韩清凯. 机械振动系统的现代动态设计与分析[M]. 北京：科学出版社，2010

[12] 李德葆，陆秋海. 工程振动实验分析[M]. 北京：清华大学出版社，2004

[13] Home Excel. Excel 2010 应用大全[M]. 北京：人民邮电出版社，2010

[14] 朱石坚. 振动理论与隔振技术[M]. 北京：国防工业出版社，2006

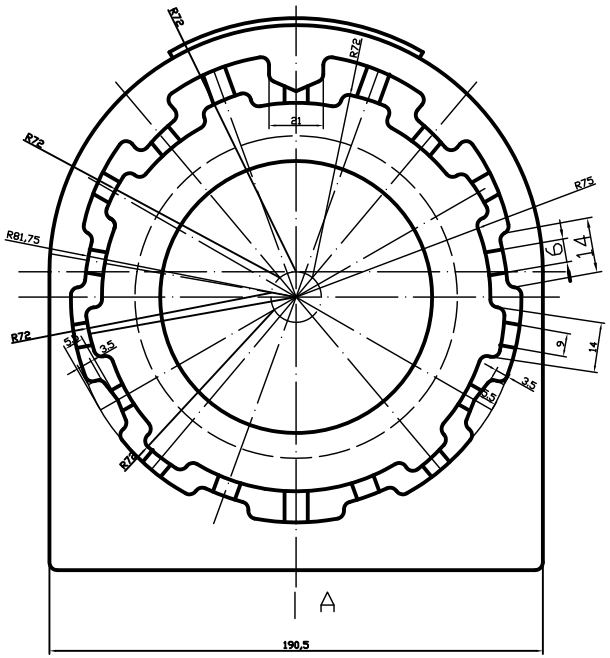
[15] 朱信竞. 减振器噪声分析[J]. 机械设计与制造，2001，17（1）：51-55

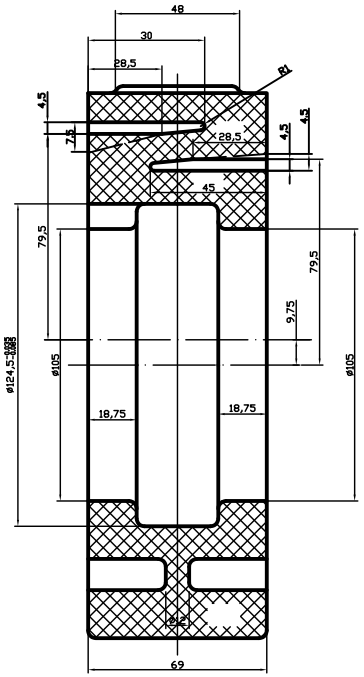
[16] 周长城. 汽车液压筒式减振器设计及理论[M]. 北京：北京大学出版社，2012

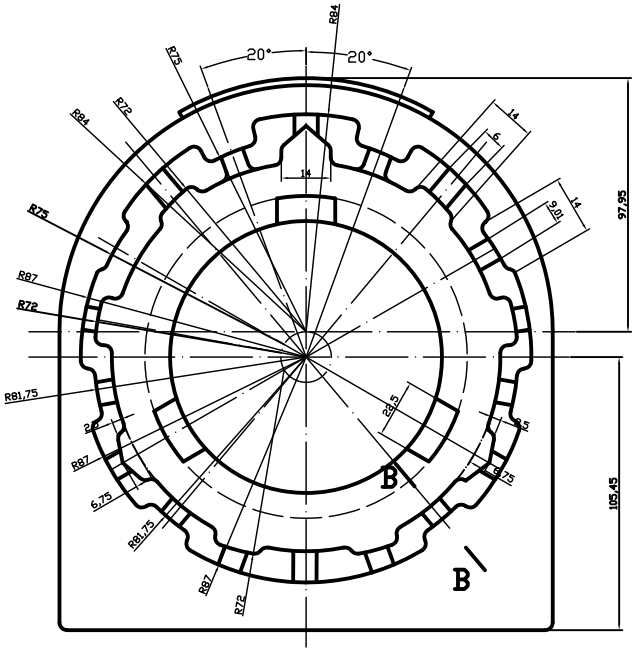
鸣　　谢

经过将近三个月的努力，毕业设计终于接近尾声了，在此我首先要感谢我的指导老师，她在我不知如何下手的困境下，指导我抓住了本毕设的关键所在，极大的提高了工作效率；她同时也严格要求我要抓紧时间，督促我认真完成毕业设计，极大的激励了我的主动性。另外，我要感谢我周围的同学们，在理论计算的过程中，我总有一些弄不太明白的地方，是他们和我站在一起，共同克服讨论学习，共同克服困难，最终完成了本次毕业设计。然后，我要感谢学院的老师和领导，我整个四月份花了很大的精力在考研调剂上，是你们容许我先为我的前途考虑，缓解了我的后顾之忧。最后，我再次感谢在整个毕设过程中帮助过我的人，谢谢你们!!

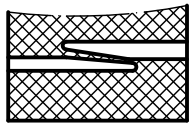
其余 ∇







B-B



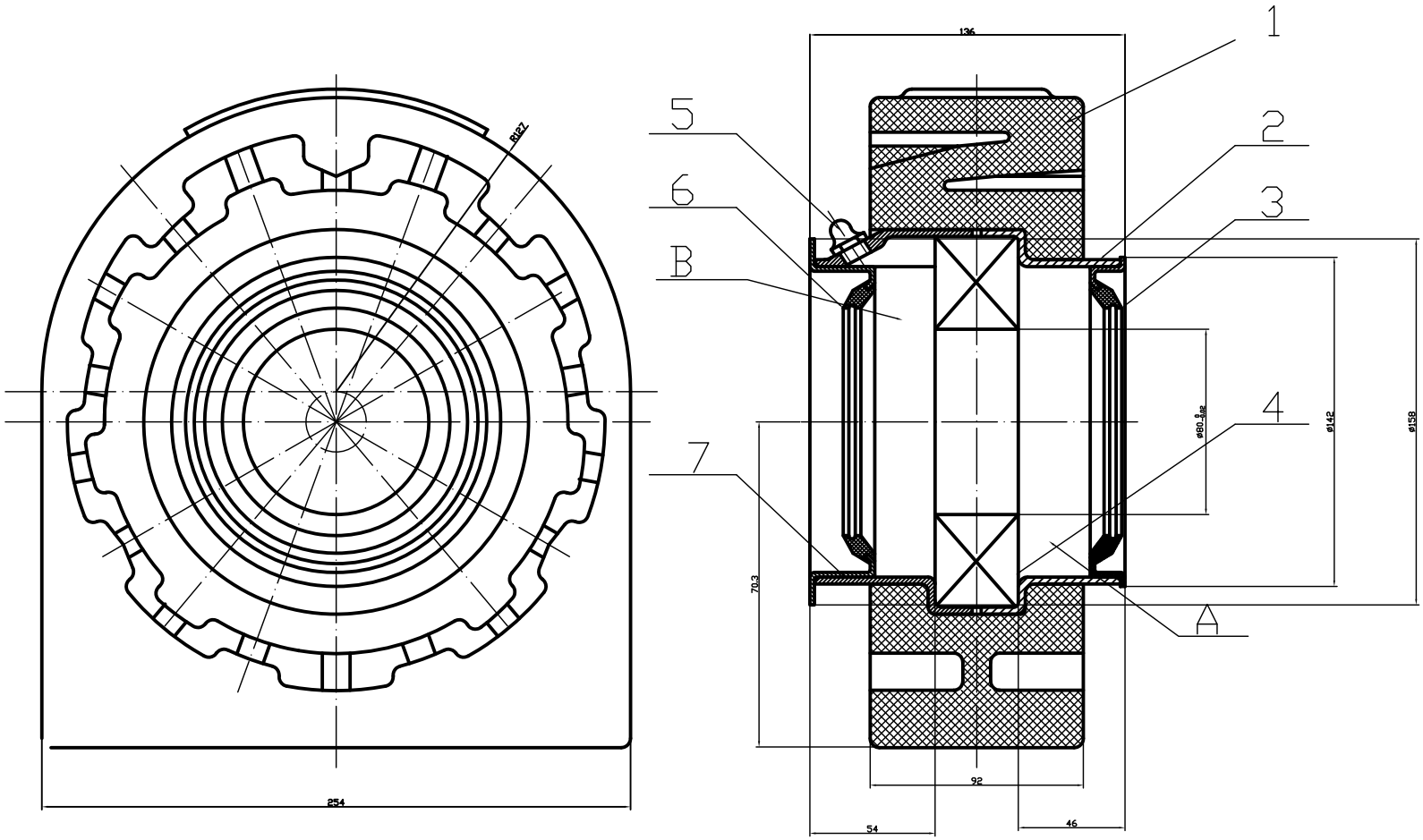
技术要求

1. 未注圆角为R2

2. 橡胶硬度HA55±5

						天然橡胶			
标记	处数	分区	更改文件号	签名	年月日				中间轴承座缓冲块
设计			标准化			阶段标记	重量	比例	
制图							0.9Kg	1:1	02-02
审核						共 张 第 张			
工艺			批准						

描 图
描 校
旧底图总号
底图总号
签 字
日 期



技术要求

1.在A.B二区间及油封刃口处涂以锂基润滑脂20-25g.

2.轴承灵活，无异响.

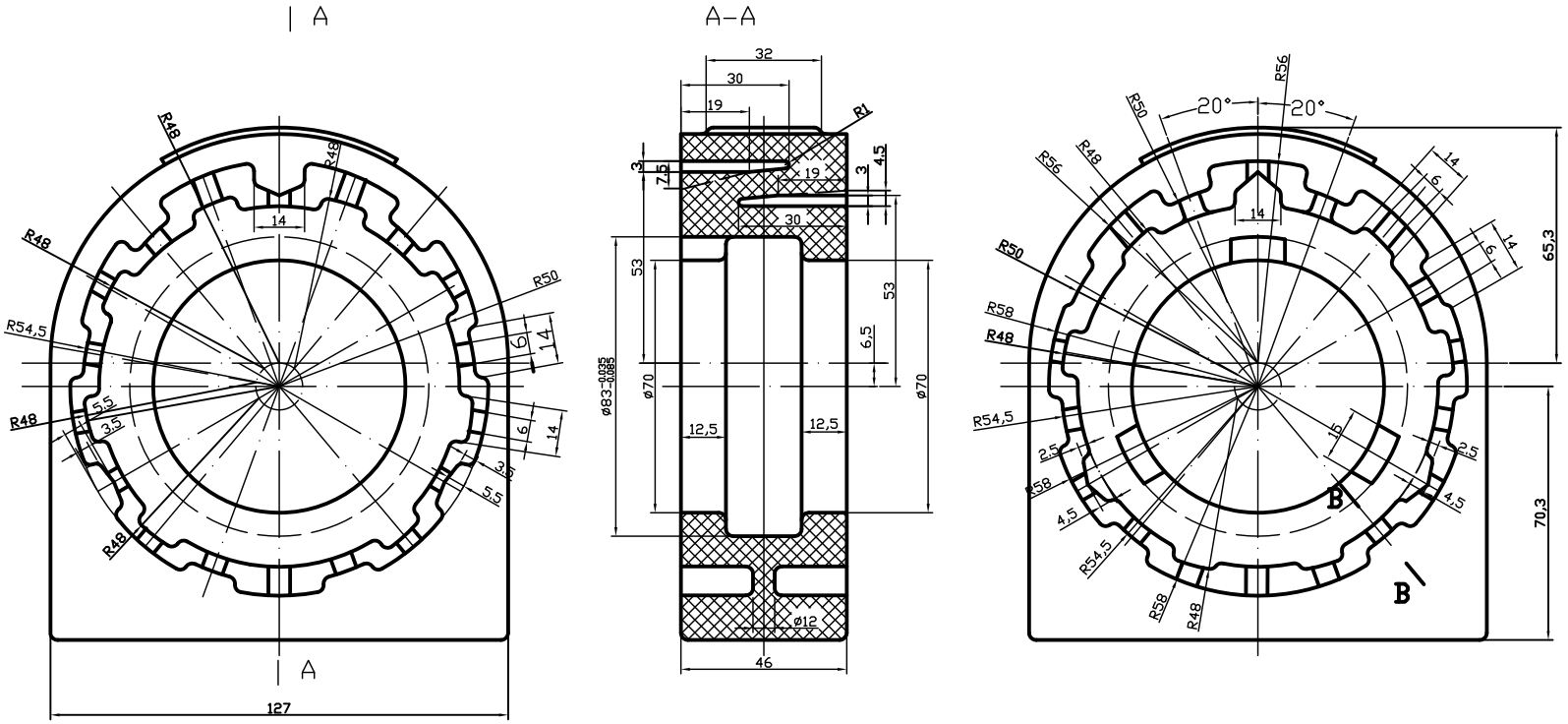
序号	代号	名称	数量	材料	备注
7	02-08	前轴承座圈	1	碳素结构钢	
6	02-04	防尘圈（一）	1	丁腈胶	
5	02-09	油杯	1	GB152-89	
4		深沟球轴承	1	轴承钢	
3	02-05	防尘圈（二）	1	丁腈胶	
2	02-03	后轴承座圈	1	碳素结构钢	
1	02-02	中间轴承座缓冲块	1	天然橡胶	

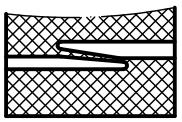
标记	处数	分区	更改文件号	签名	年月日	阶段标记	重量	比例	中间支承总成
设计			标准化				2.8Kg	1:1	03-01
制图						共 张 第 张			
审核									
工艺			批准						

描图	
描校	
旧底图总号	
底图总号	
签字	
日期	

01-02

其余





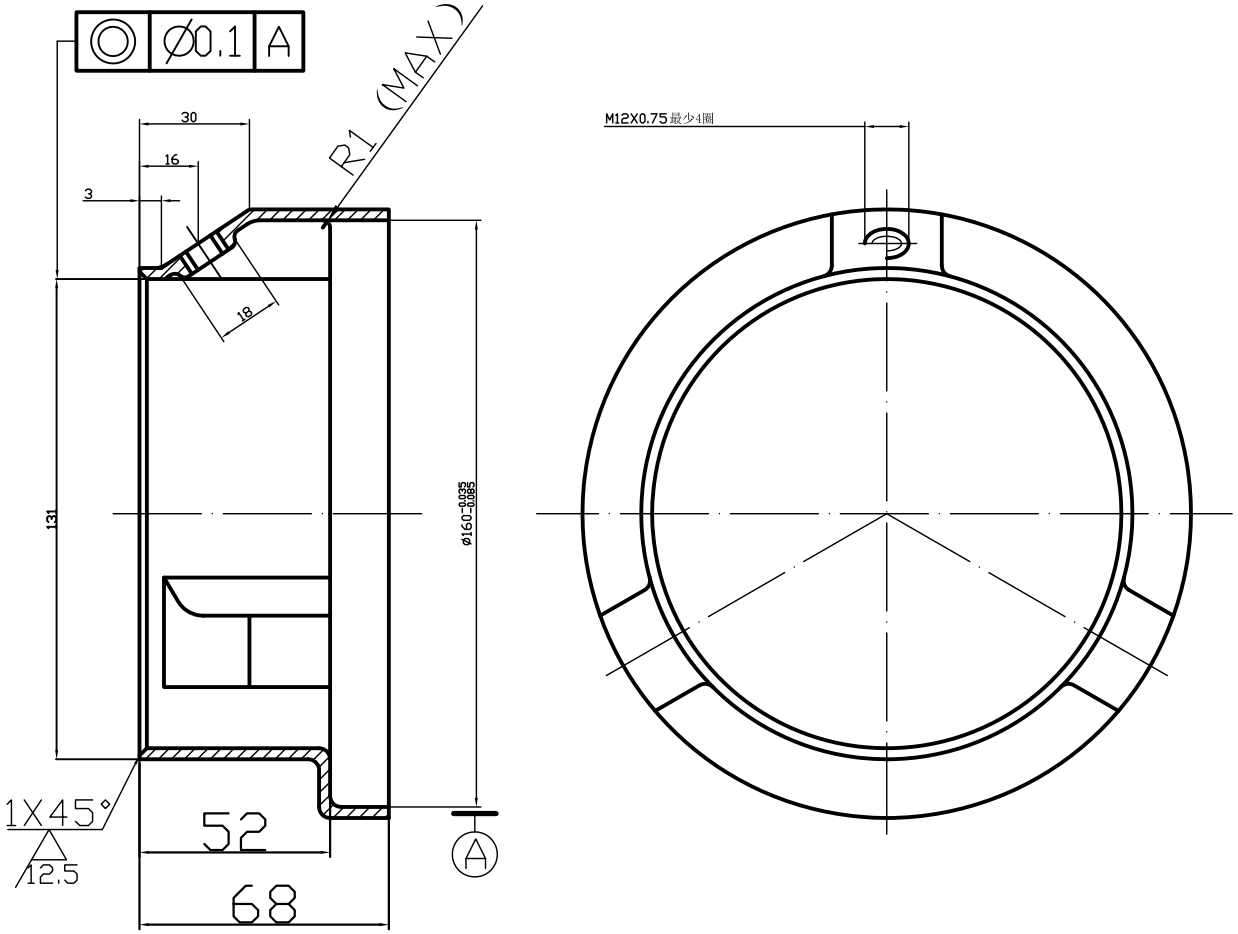
技术要求

1.未注圆角为R2

2.橡胶硬度HA55±5

						天然橡胶		中间轴承座缓冲块
标记	处数	分区	更改文件号	签名	年月日			
设计			标准化			阶段标记	重量	比例
制图							0.42Kg	1:1
审核								01-02
工艺			批准			共 张 第 张		

描 图
描 校
旧底图总号
底图总号
签 字
日 期



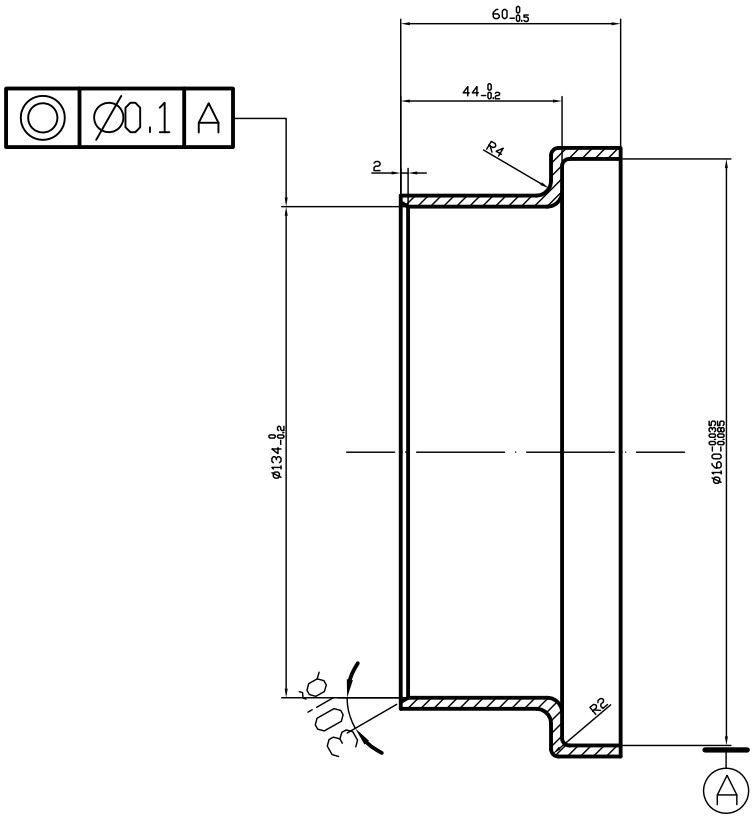
技术要求：

1. 表面度黄锌处理
2. 未注明公差尺寸按IT14
3. 去尽毛刺和锐边

标记	处数	分区	更改文件号	签名	年月日	碳素结构钢		中间支承架 前轴承圈
设计			标准化			阶段标记	重量	比例
制图							0.42Kg	1:1
审核						共 张 第 张		03-08
工艺			批准					

描 图
描 校
旧底图总号
底图总号
签 字
日 期

03-03



技术要求：

1.表面度黄锌处理

2.未注明公差尺寸按IT13

3.去尽毛刺和锐边

设 计			碳素轴承钢				中间支承架 后轴承圈
校 对							
审 核							
工 艺			图样标记	数量	重量	比例	
标 准					0.40Kg	1:1	03-03
批 准			共 1 页		第 1 页		

描 图	
描 校	
旧底图总号	
底图总号	
签 字	
日 期	