

动力机组双层隔振系统新型隔振器设计及研究

牛昊轩,闫兵,吴潇

(西南交通大学 机械工程学院,四川 成都 610031)

摘 要:针对某动力总成双层隔振系统,建立了将试验台的机组及构架均视为柔体的双层隔振系统仿真模型,通过模态测试验证了模型的准确性,分析了隔振器三向刚度变化对系统隔振特性的影响;基于 Mooney-Rivlin 模型,分析了不同开槽角度及宽度对橡胶隔振器三向刚度的影响,完成了新型隔振器设计。通过振动测试实验验证了新型隔振器对系统隔振性能的提升效果。研究表明:隔振器水平刚度变化对系统隔振性能影响不大,水平刚度降低主要引起系统振动速度及传递力响应在低频段的移频,对高频段基本没有影响;降低隔振器垂向刚度虽会在一定程度上增大系统低频段(对应机组启停工况)的振动烈度,但能够有效地降低系统中、高频段(对应机组正常运行工况)的传递力。

关键词:内燃动力机组;双层隔振;柔体模型;橡胶超弹性仿真;隔振器设计

中图分类号:U262 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2019)05-0110-05

Design and Study of New Vibration Isolator for Double-layer Vibration Isolation System of Power Units

NIU Haoxuan, YAN Bing, WU xiao

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: For the double-layer vibration isolation system of a power assembly, a simulation model with the units and frame of the test bench as soft bodies is established. The accuracy of the model is verified by modal tests. Through the frequency-scanning analysis, the influence of the three-way stiffness variation of the isolator on the vibration isolation characteristics of the system is discussed. Based on Mooney-Rivlin model, the effects of different groove angles and widths on the three-dimensional stiffness of the rubber isolator are analyzed, and a new type of isolator design is completed. The effect of the new vibration isolator on the vibration isolation performance of the system is verified in the vibration test. The analysis results show that the horizontal stiffness variation of the isolator has little effect on the vibration isolation performance. The reduction of the horizontal stiffness mainly causes the frequency shift of the system vibration speed and the transmission force response in the low frequency band, and has basically no effect on the high frequency band. It can be used to reduce the vertical stiffness of the isolators may increase the vibration intensity of its low frequency band (corresponding to the start-stop condition of the units) to a certain extent and effectively reduce the force transmissibility of its mid-to-high frequency band (corresponding to normal operation condition of the units).

Keywords: internal-combustion engines; double-layer vibration isolation; flexible body model; rubber superelasticity simulation; design of isolator

0 引言

随着内燃机强化程度的提高、安装基础(如车体)的轻量化以及各国对振动控制日益严苛,现有的内燃动力总成双层隔振系统隔振性能亟待明显提升,很多学者对如何提升系统隔振性能作了研究^[1-3]。

针对某典型内燃动力机组的动力学特性,采用 Mooney-Rivlin 模型对橡胶超弹特性进行仿真^[4-5],研制出了使动力机组双层隔振系统隔振性能明显提升的新型隔振器优化方案。

1 隔振器刚度对系统隔振特性影响分析

1.1 柔体模型建立

以经典内燃动力包模拟实验台架为对象,通过 ANSYS 与 ADAMS 软件联合仿真,首次建立双层隔振系统一级底板及二级构架均为柔体的动力学模型。

考虑到实验台架柴油机为 4 缸直列机型,其主要激振力为 2 阶倾倾力矩,建模中,在倾倾力矩作用位置建立输

入通道,以柴油机最高转速(2 100 r/min)工况运行时的倾侧力矩幅值为扫频激振力幅值,激励频率范围为 0~300 Hz,设置步数为 3 000;在机组质心位置、二级隔振器位置、机组及二级构架振动烈度评价点位置布置测点,建立振动传递力及振动速度的输出通道。

1.2 模型验证

为了验证建立的实验台架柔体模型的精度,保证动力学分析的可靠性,有必要借助模态实验。一级机组前 4 阶结构模态频率与振型对比如表 1、图 1 所示;二级机组前 3 阶结构模态频率与振型对比如表 2、图 2 所示。

表 1 一级机组前 4 阶结构模态频率

结构模态	柔体仿真/Hz	模态测试/Hz	误差/(%)	振型
1 阶	29.98	28.26	6.1	1 阶扭转
2 阶	49.32	47.89	3.0	1 阶弯曲
3 阶	81.68	80.87	1.0	单侧扭转
4 阶	143.90	140.32	2.6	弹性变形

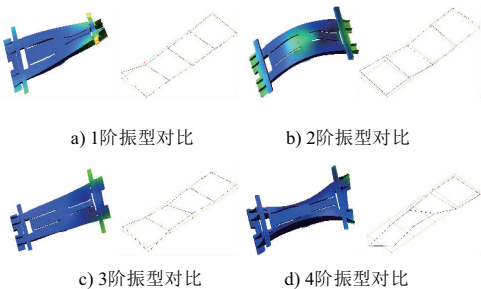


图 1 一级机组模态振型对比

表 2 二级构架前 3 阶结构模态频率

结构模态	柔体仿真/Hz	模态测试/Hz	误差/(%)	振型
1 阶	17.69	16.39	7.9	1 阶扭转
2 阶	27.36	28.70	4.7	1 阶弯曲
3 阶	37.64	38.45	2.1	菱形

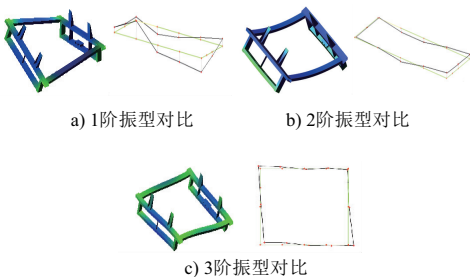


图 2 二级构架模态振型对比

对比仿真计算结果与模态测试结果,机组及构架模态频率及振型基本一致,说明模型的搭建是准确的。

1.3 隔振器刚度变化对系统隔振性能的影响

全文图中 1.0K 表示该方向经典动力包原始隔振器刚

度,0.8K、0.5K、0.2K 依次表示 0.8、0.5、0.2 倍原始刚度。一级隔振器垂向刚度变化对系统传递力及速度响应影响如图 3 及图 4 所示(本刊为黑白印刷,有关问题咨询作者)。

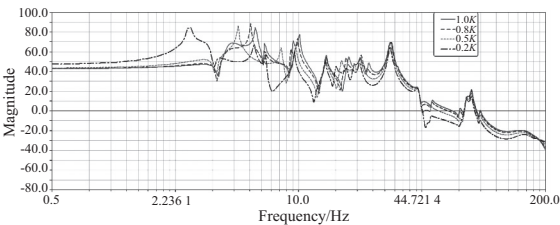


图 3 变垂向刚度二级隔振器处传递力响应频谱

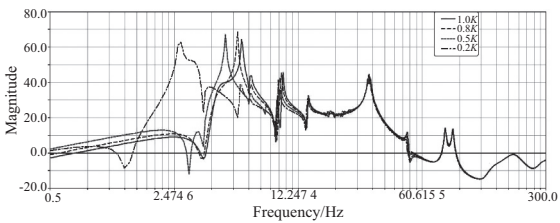


图 4 变垂向刚度机组振动烈度测点处速度响应频谱

从结果可以看出,随着一级隔振器垂向刚度降低,15 Hz 以内的机组模态整体向低频移频,之后的高频段区间,包括构架模态及系统后续结构振动模态传递力响应幅值呈不同程度的降低,速度响应幅值基本没有变化。

一级隔振器水平刚度变化对系统传递力及速度响应影响如图 5 及图 6 所示。

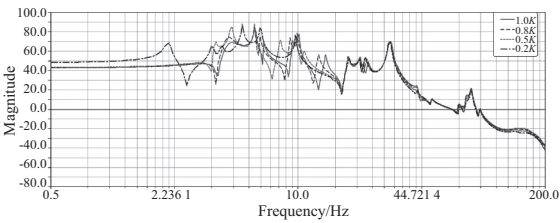


图 5 变水平刚度二级隔振器处传递力响应频谱

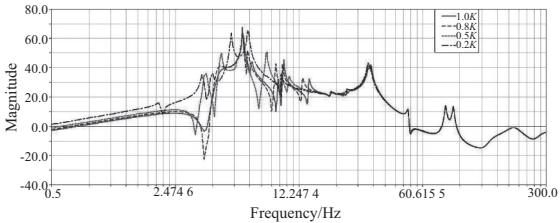


图 6 变水平刚度机组振动烈度测点处速度响应频谱

从结果可以看出,随着一级隔振器水平刚度的降低,15 Hz 以内的机组模态传递力及速度响应与变垂向刚度的变化规律较为一致,整体向低频移频,后续高频区间,水平刚度的变化对系统传递力和速度响应几乎都没有影响。

对二级隔振器刚度变化对系统隔振性能的影响进行分析,也得到类似结论。

综上所述,降低隔振器垂向刚度,能够有效地降低动

力机组稳定工况(15 Hz,即 900 r/min 以上)二级隔振器处动反力幅值,从而降低机组传递给车身的力。

考虑到机组稳定性的要求,新型低频隔振器的设计需要满足水平刚度保持不变,尽量降低垂向刚度的优化目标、低频段振动烈度有所增大的问题,可以采用并联阻尼器来抑制,而实际动力包二级隔振器安装空间受限严重,且动力包二级系统转动惯量远大于一级系统,系统需要更大阻尼系数的阻尼器,会导致阻尼器体积及成本的增加。本文在一级隔振器的基础上进行了后续优化设计,二级隔振器的优化设计思路与一级隔振器优化思路基本一致,后文不再赘述。

2 隔振器优化设计

2.1 参数目标

从仿真结果可以看出,新型隔振器需要具有垂向刚度小、水平刚度大且横纵刚度比不同的参数要求。横向具有较小的刚度,可以降低主要激励(倾倾力矩)方向(横摇)的模态频率和耦合度;而在纵向应提供较大的刚度,以承受列车前进方向的较大冲击,实现系统隔振性能与稳定性的平衡。

对于一级隔振器,为兼顾隔振性能和系统稳定性,最好能在维持隔振器原水平刚度的情况下,设法减小隔振器垂向刚度,同时还要保证隔振器的承载能力。弹簧隔振器具有垂向刚度小、承载能力强的优点,但保证机组稳定性的水平刚度很小;剪切型橡胶隔振器具有水平刚度大、垂向刚度小的特点,但因垂向是剪切受力方向,承载能力较小。将上述工程上成熟的弹簧隔振器与橡胶隔振器组合起来,既使组合隔振器的水平刚度与常规橡胶隔振器接近,保证机组的稳定性;又能使组合隔振器垂向刚度较小,明显提高隔振效率。综上所述,本文提出两种隔振器优化方案。

2.2 橡胶隔振器设计

根据剪切型经典橡胶隔振器设计公式,可进行橡胶堆基础尺寸设计,结构如图 7 所示。

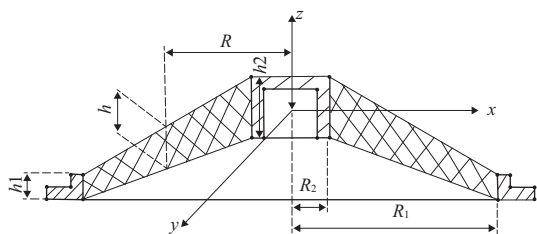


图 7 剪切型橡胶隔振器计算模型示意图

当 h 为常数,且截面等高度时:

$$K_z = \frac{2\pi h}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \cdot G \quad (1)$$

$$K_x = K_y = (2 \sim 6) K_z \quad (2)$$

式中: K_x 、 K_y 、 K_z 分别为隔振器三向静刚度; G 为橡胶材料

剪切弹性模数,取 $G = 10 \text{ kg/cm}^2$ 。隔振器参数见表 3。

表 3 橡胶隔振器参数

动静比(d)	纵垂刚度比	R_1	R_2	h
1.2	$K_x = K_y = 3 K_z$	64	44	27

隔振器三向刚度比为 $1630(\text{N/mm}) : 1630(\text{N/mm}) : 543(\text{N/mm})$ 。对比本文研究对象,某动力机组一级隔振器的三向刚度比 $750(\text{N/mm}) : 1500(\text{N/mm}) : 960(\text{N/mm})$ 。可以看出环形剪切型橡胶隔振器在纵向刚度基本一致的前提下,垂向刚度将为原始刚度的 57%。

采用去除部分橡胶体的方式,调整隔振器横、纵刚度。隔振器骨架采用 45 钢,橡胶材料选用某型邵氏硬度为 55°、泊松比为 0.49 的天然胶,先通过橡胶单轴压缩测试拟合 Mooney-Rivlin 模型参数得: $C_{10} = 0.342$, $C_{01} = 0.103$ 。为了验证模型参数的准确性,建立了橡胶单轴压缩标准件^[6]的有限元模型,就实测数据与仿真数据进行对比,测试及模型如图 8 所示,数据对比如图 9 所示。

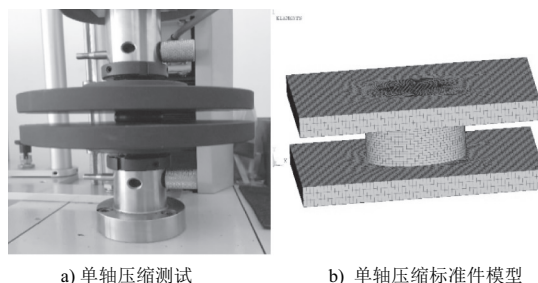


图 8 单轴压缩测试示意图及标准件有限元模型

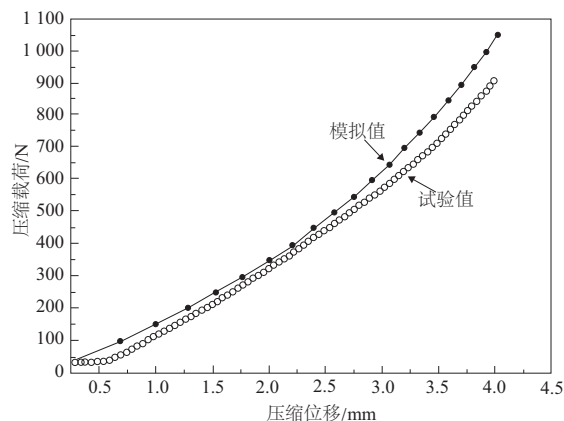


图 9 橡胶单轴压缩载荷-位移曲线

从结果上可以看出,在 3 mm 压缩位移(即变形量 < 25%)内,仿真计算曲线与测试曲线具有很好的切合度,满足工程设计要求。超过 3 mm 压缩位移(即变形量 > 25%)时,仿真计算曲线更为翘曲,与测试曲线有所偏离,非线性更强。

在橡胶体上对称开槽,针对不同开槽角度及宽度对橡胶隔振器三向刚度的影响进行分析。开槽宽度为 6 mm、开槽角度为 60°时,隔振器三向变形特性如图 10 所示。不同开槽方案三向刚度变化如表 4 及表 5 所示。

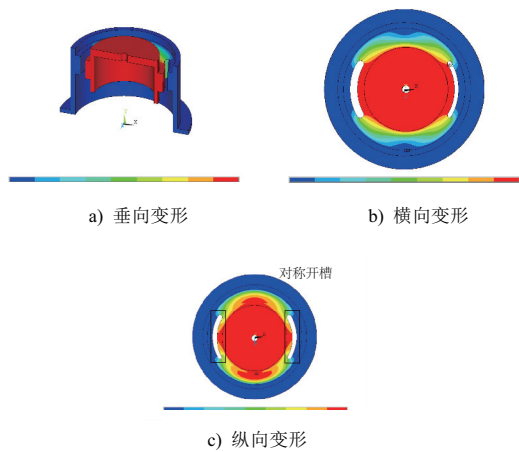


图 10 隔振器三向变形仿真结果

表 4 开槽角度对隔振器三向刚度的影响

开槽角度/(°)	垂向静刚度/(N/mm)	横向静刚度/(N/mm)	纵向静刚度/(N/mm)
20	300.15	938.20	1 282.58
40	260.95	728.74	1 211.35
60	224.83	537.10	1 157.54
80	186.93	389.06	1 071.91
100	149.61	263.66	944.14

表 5 开槽宽度对隔振器三向刚度的影响

槽宽/mm	垂向静刚度/(N/mm)	横向静刚度/(N/mm)	纵向静刚度/(N/mm)
4	228.75	562.86	1 136.20
6	224.83	537.10	1 127.54
8	218.56	518.73	1 100.34
10	213.80	498.95	1 082.34
12	106.36	476.46	1 070.51

结果表明,在橡胶隔振器橡胶堆上进行横向环形开槽可以有效地控制隔振器的横纵刚度,开槽后隔振器三向刚度均有所下降,横向刚度变化最为敏感,垂向次之,纵向刚度最不敏感。

根据隔振器实际工作空间及组合的弹簧尺寸考虑,最终优化隔振器参数如表 6 所示(表中刚度值为静刚度)。取动静比为 1.2,则隔振器三向动刚度比为 644.52(N/mm):1 353.05(N/mm):269.80(N/mm)。

表 6 优化隔振器橡胶堆参数

内径/mm	外径/mm	高度/mm	槽角/(°)
44	64	27	60
槽宽/mm	$K_x/(N/mm)$	$K_y/(N/mm)$	$K_z/(N/mm)$
6	537.10	1 127.54	224.83

2.3 隔振器优化方案

基于已设计完成的新型橡胶隔振器及优化参数目标,提出如下 2 种隔振器优化方案。

1) 弹簧与橡胶组合隔振器:采用弹簧与垂向剪切型橡胶隔振器相组合的结构,既可使组合隔振器的水平刚度与常规橡胶隔振器接近,保证机组的稳定性;又可使组合隔振器垂向刚度降低到常规橡胶隔振器的 50% 左右,明显提高隔振效率。

2) 弹簧隔振器+限位器:在机组正常运转工况,该方案弹簧隔振器垂向刚度可以降低到常规橡胶隔振器的 1/4,有效隔离动力机组传到基础的动反力;因弹簧隔振器垂直和水平刚度都较小,为保证机组的稳定性,需配合设置限位装置。

3 实验验证

以振动烈度及二级隔振器处动反力为评价指标,进行原始隔振器方案、一级隔振器优化方案的实验对比,一级优化方案为本文第 2 节提出的弹簧隔振器加橡胶限位器。针对可能带来的机组启动、停机工况振动烈度增大的问题,实验方案中也包括了优化方案配阻尼器的方案,以检验隔振优化方案在工程实际中可能需要与阻尼器配合使用情况下的隔振效果。实验方案如表 7 所示,新型隔振器结构如图 11 所示。

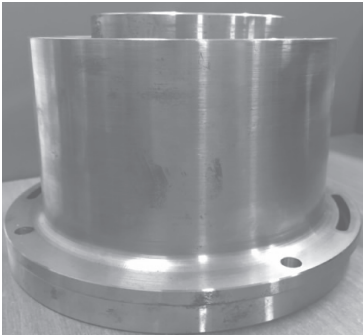


图 11 弹簧隔振器加橡胶限位器实物外形图

表 7 实验方案设计

实验方案	一级	二级
方案 1	原始隔振器	原始隔振器
方案 2	新型隔振器	原始隔振器
方案 3	新型隔振器+阻尼器	原始隔振器

3.1 动反力评价

各实验方案的同测点机组运行工况动反力 3 维色谱如图 12 所示。色谱图以时间为横坐标轴;频谱为纵坐标轴。动反力 3 维色谱图中颜色的深浅表示一定时间段(1s)和频率段(1Hz)范围内的动反力大小。动反力幅值变化曲线如图 13 所示。

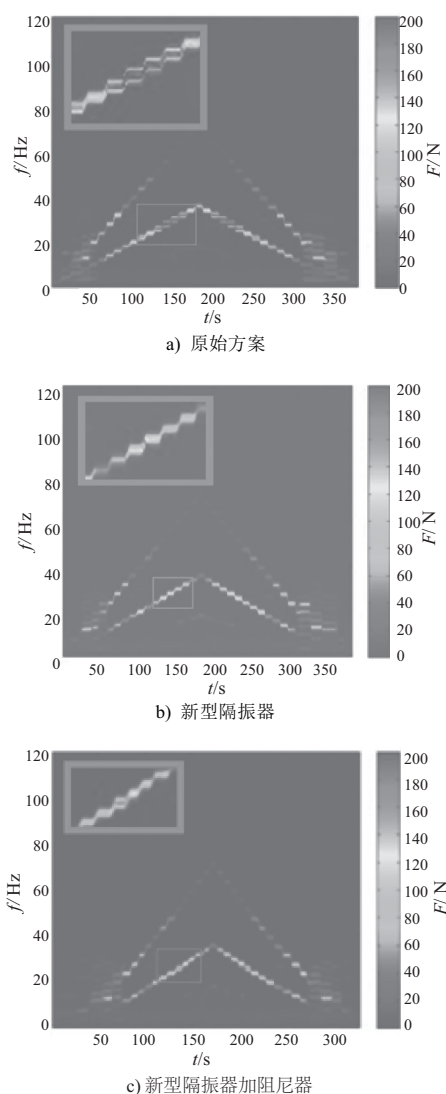


图 12 机组运行工况下各实验方案动反力 3 维色谱图

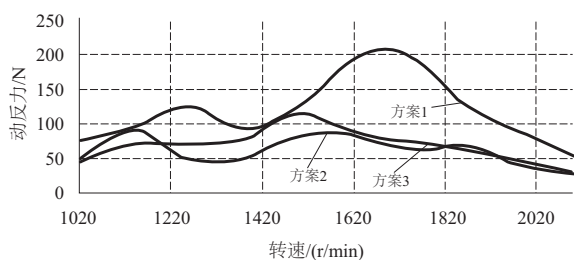


图 13 系统动反力随转速变化曲线

实验结果表明,采用新型隔振器方案可以有效地降低系统二级隔振器处动反力,明显改善系统隔振性能。添加阻尼器后,动反力幅值有一定程度的增大,但仍低于原始方案中的动反力幅值。

3.2 振动烈度评价

激振器扫频激励工况振动速度 3 维色谱如图 14 所示,色谱图都以时间为横坐标轴;频谱为纵坐标轴。振动速度 3 维色谱图中颜色的深浅表示一定时间段(1 s)和频率段(1 Hz)范围内的振动强度,计算公式同 GB/T 5913-1986 标准中当量振动烈度计算公式。振动烈度变化曲线

如图 15 所示。

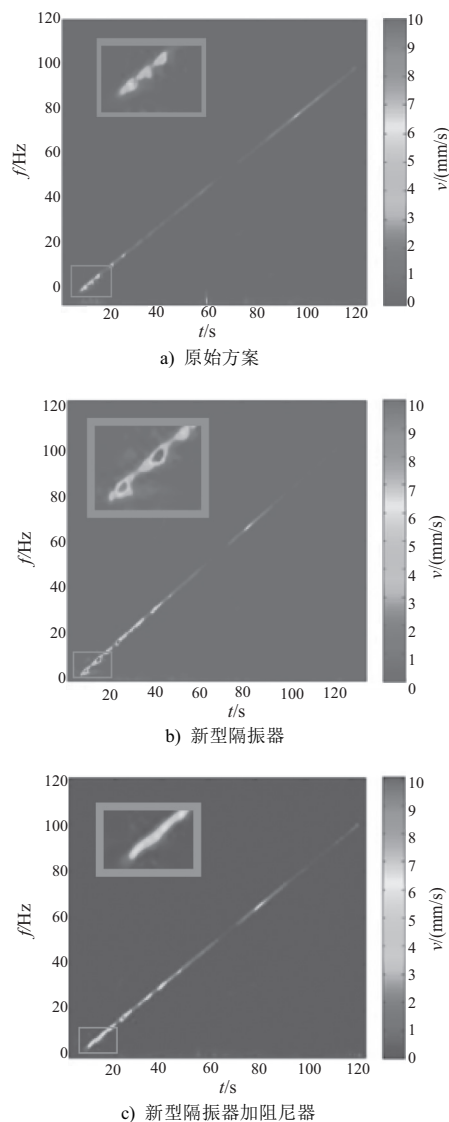


图 14 激振器扫频激励下机组振动速度 3 维色谱图

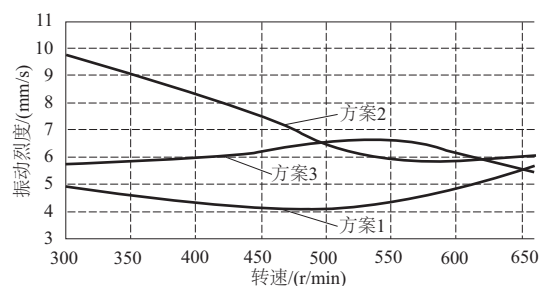


图 15 机组启动过程振动烈度随转速变化曲线

实验结果表明,采用新型隔振器方案会增大机组启动过程机组振动烈度,但对中高频段的机组振动烈度影响不大。添加阻尼器后,振动烈度幅值有所降低。

4 结语

1) 降低动力机组双层隔振系统一级隔振器垂向刚度,能够有效降低系统二级隔振器处动反力幅值,进而降

(下转第 130 页)