

基于流固耦合的高压油管振动疲劳特性研究*

田新伟^{1,2,3}, 周 帅^{1,2}, 胡 亮^{1,2}, 李伟东³, 何文运^{1,2}

(1. 内燃机可靠性国家重点实验室 潍坊, 261061) (2. 潍柴动力股份有限公司 潍坊, 261061)

(3. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室 天津, 300072)

摘要 以高压油管为研究对象,开展了基于流固耦合方法的振动疲劳特性研究。通过计算流体力学(computational fluid dynamics, 简称 CFD)仿真获取高压油管内部燃油脉冲压力,并建立高压油管流固耦合模型进行振动特性仿真分析,能更准确地预测高压油管的振动疲劳寿命。结合发动机振动激励功率谱密度(power spectral density, 简称 PSD)信号、材料 S-N 曲线和传递函数结果,通过疲劳损伤累积模型进行了两种高压油管模型的振动疲劳寿命预测,对比分析了考虑燃油脉冲压力对振动疲劳寿命的影响,为后期高压油管的优化设计提供了指导。

关键词 高压油管; 燃油脉冲压力; 流固耦合; 振动疲劳特性

中图分类号 TK402; TH113

引 言

高压油管是柴油机燃油供给系统的重要零部件,它连接着高压油泵和喷油器,其振动疲劳行为影响着柴油机运行的可靠性。高压油管通过压力波的形式将燃油以一定的压力和速度输送到喷油器,其可靠性对燃油的正常供给有着不可忽视的影响。近年来,为了提高柴油机的经济性,改善排放性能,满足日益严格的排放法规的要求,柴油机逐渐向着高泵端压力的燃油喷射泵发展,增大了燃油油压对高压油管的冲击。随着柴油机爆发压力的提升,加剧了高压油管随整机的振动,使高压油管的故障率上升明显。因此,针对柴油机高压油管的振动疲劳开展系统深入的研究,提升高压油管密封可靠性,对于保证柴油机的稳定工作及车辆的安全行驶具有重要的工程实用价值。

针对柴油机高压油管密封可靠性进行了大量的研究。HamidJahed^[1]提出一种基于包辛格效应并考虑试验获得的材料残余应力来计算自增强管寿命的方法。Song^[2]针对高压油管在弯曲加工中的缺陷问题,应用古德曼理论和压力容器理论,在 ASME 代码中提出一个封闭方程来预测高压油管疲劳寿命,通过疲劳结构耦合场分析验证了其可靠性,并基于有限元分析,研究高压油管冷锻过程的优

化技术。Bae^[3]在高压油管冷锻过程优化技术基础上,研究高压油管模具的角度、曲率、外径和长度等主要参数对其疲劳寿命的影响,对高压油管预成型形状进行优化设计。Song^[4]通过材料拉伸试验以及高压油管疲劳试验,获取了高压油管内部的流动应力与材料 S-N 曲线,随后利用有限元分析,考虑了内表面的压缩残余应力与外表面的拉伸应力,对高压油管自增强处理进行优化设计,提高内壁材料抗疲劳损伤的能力和高压油管疲劳寿命。童树波等^[5]针对高压油管漏油、端口开裂等现象,对各缸高压油管进行了测试和振动优化分析,得到高压油管振动和管夹位置有很大关系的结论,为高压油管布局设计提供了参考。白书战等^[6-7]通过理论分析和振动测试对高压油管断裂问题进行研究,确定其原因是高压油管两端振动不协调,长时间受到扭搓,并通过改变喷油泵支架刚度来改变其固有频率,有效解决了高压油管的振动问题。张胜兰等^[8]针对高压油管由于谐振产生疲劳裂纹而破坏的现象,对某柴油机高压油管进行了布置设计和模态分析,对比了高压油管有管夹固定与无管夹固定两种情况下前 5 阶模态频率和振型,结果表明增加固定管夹可以有效提高高压油管的固有频率,能有效延长高压油管的寿命。

国内外的研究多局限于考虑缸盖、喷油泵的振动激励对高压油管振动疲劳的影响,对于高压燃油

* 国家可靠性重点实验室开放课题资助项目(skler-201603)

收稿日期:2017-01-12;修回日期:2017-03-16

高频脉冲作用下的高压油管振动特性研究还不够深入。由于管内燃油质量相对于高压油管的整体质量较小,对其固有特性影响很小,笔者仅考虑高压燃油脉冲压力对油管振动特性的影响,建立高压油管单向流固耦合模型,进行振动特性仿真分析,能更准确地预测高压油管的振动疲劳寿命。本研究采用CFD分析获取了高压油管内部燃油脉冲压力,对比分析了是否考虑燃油脉冲压力时的振动特性及疲劳寿命,为后期高压油管的优化设计提供了指导。

1 理论介绍

1.1 流固耦合理论

不考虑内部流体时,结构振动方程为

$$\mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{U}}_e + \mathbf{C}_e \dot{\mathbf{U}}_e + \mathbf{K}_e \mathbf{U}_e = \mathbf{F}_e \quad (1)$$

其中: \mathbf{M}_e 为结构质量矩阵; \mathbf{C}_e 为结构阻尼矩阵; \mathbf{K}_e 为结构刚度矩阵; \mathbf{F}_e 为结构外激励力; \mathbf{U}_e 为结构位移。

在对流体与结构耦合问题进行分析时,需要将结构动力学和流体动力学方程与流体连续性方程结合在一起。高压油管与燃油接触的表面为流固耦合区域,流体的附加质量和压力将对结构振动产生影响,高压油管的结构振动同样会对机油产生扰动。流固耦合方程^[9]为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_e & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{\delta} & \mathbf{M}_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_e \\ \dot{\mathbf{P}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_e & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_e \\ \dot{\mathbf{P}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e & \mathbf{K}^{\delta} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_e \\ \mathbf{P}_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中: \mathbf{M}^{δ} 为单元耦合质量矩阵; \mathbf{M}_e^p 为单元流体质量矩阵; \mathbf{C}_p 为单元流体阻尼矩阵; \mathbf{K}_e^p 为单元流体刚度矩阵; \mathbf{K}^{δ} 为单元耦合刚度矩阵。

1.2 线性损伤累积原理

在振动疲劳累积损伤原理的研究中,最早提出的是线性累积损伤理论(linear damage rule,简称LDR)^[10]。线性损伤累积模型中提出假设疲劳损伤与循环次数之间存在线性关系

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (3)$$

其中: D 为零部件的损伤变量; n_i 为第*i*段载荷下的循环作用次数; N_i 为第*i*段载荷下的结构失效的循环作用次数; k 为载荷数量。

当*D*达到1时,可认为零部件失效,发生疲劳破坏。在线性损伤累积模型中,每个载荷循环下的材料损伤与载荷参量认为是相对独立的关系,忽略了材料劣化对零部件疲劳寿命的影响,同时也不考

虑载荷作用先后顺序对疲劳寿命的影响。这种疲劳损伤算法计算简单,工程应用性强,因此在零部件疲劳寿命预测中被广为采用。

2 高压油管振动模型的建立

利用软件 Pro/E 根据图纸建立高压油管三维模型,如图 1 所示,其中高压油管模型由螺栓、管身和套环三部分组成。采用 Hypermesh 进行网格的划分,网格采用的是四面体单元网格,节点数为 197 209,单元个数为 898 685,生成的网格模型如图 2 所示。螺栓和套环以及套环和管身接触部分采用 RBE2 刚性连接处理,由此三者组成了高压油管有限元模型,用于后续的结构响应分析以及疲劳寿命预测。高压油管的材料参数如表 1 所示。

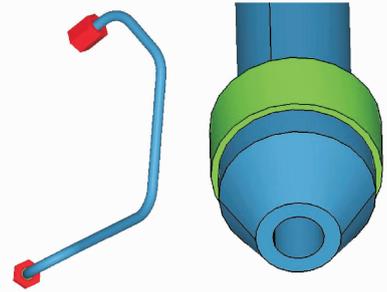


图 1 高压油管几何模型

Fig. 1 Geometry model of high-pressure oil pipe

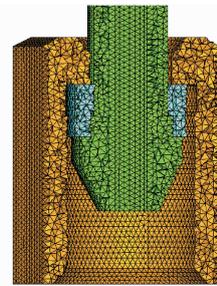


图 2 高压油管网格模型

Fig. 2 Mesh model of high-pressure oil pipe

表 1 高压油管材料参数

Tab. 1 Material parameter of high-pressure oil pipe

密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ MPa	泊松比	抗拉极限/ MPa	屈服极限/ MPa
7 890	208 000	0.285	800	700

为了验证有限元模型建立的正确性,首先进行了高压油管自由模态试验测试,采用 LMS 公司生产的 TEST.LAB 振动测试系统,根据试验条件确

定模态试验分析测试系统,如图3所示,采取单点激励、多点响应的测试方法。压电式力传感器测量激励力,压电式加速度传感器测量各测点的响应(每一测点的 x, y, z 三个方向同时测量)。采集得到的信号传入DASP测试与分析系统,使用计算机进行数据处理。



图3 振动数据采集系统

Fig. 3 Vibration data acquisition system

试验时高压油管采用悬吊式支承,悬置系统的刚度远远小于高压油管自由模态的1阶频率。这种形式的支承方式,可以大大减小约束对高压油管固有特性的影响,充分反映高压油管的固有振动特性。

通过试验得到高压油管的各阶模态及振型,试验模态与有限元数值模态结果对比结果如图表2和图4所示。

表2 试验模态与有限元模态比较

Tab. 2 Comparison between the test and FEM modal analysis of high-pressure oil pipe

试验阶数	试验模态频率/Hz	有限元模态频率/Hz	模态频率误差/%
1	146.4	158.3	2.67
2	274.8	293.2	6.69
3	385.1	390.5	1.40
4	391.7	419.7	7.10
5	543.7	547.1	0.60

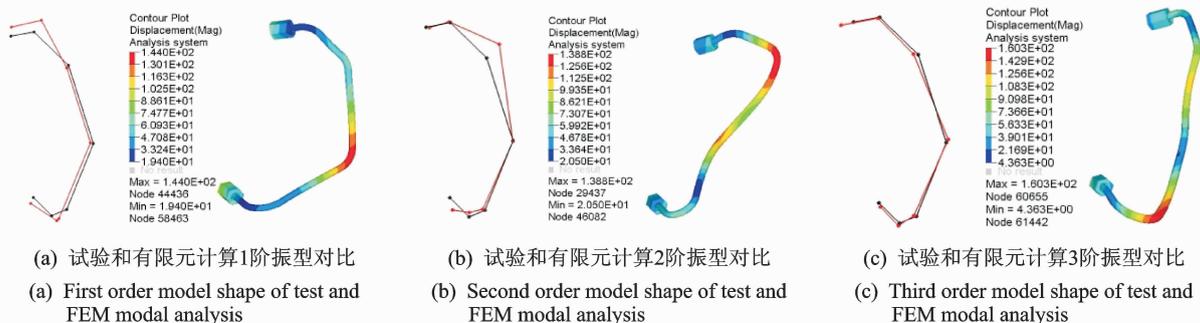


图4 高压油管试验和有限元模态分析前3阶振型

Fig. 4 First three order model shape of test and FEM modal analysis of high-pressure oil pipe

有限元模态计算与试验模态分析的边界条件相同,均采用自由边界条件,所得结果均为自由模态。由于试验采用接触式振动传感器测量,因此存在附加质量,试验模态固有频率偏低,试验模态结果和有限元模态计算结果的误差均小于8%。通过振型对比,两者振型也比较相似,表明有限元模型具有较好的精度,可以进行接下来的分析计算。

3 高压油管振动特性分析

3.1 CFD分析

为了考虑高压油管内部燃油脉冲压力对高压油管振动特性的影响,对内部流场进行了CFD分析。采用压力入口和压力出口,压力分别定义为180 MPa和10 MPa,出口压力为燃烧室压力,燃油脉冲压力结果如图5所示。

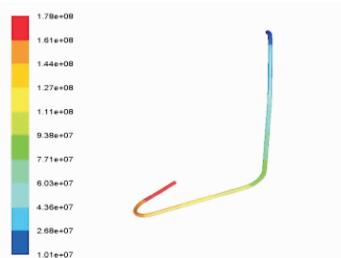


图5 高压油管CFD分析结果

Fig. 5 CFD result of the high-pressure oil pipe

3.2 振动特性分析

为了分析燃油脉冲压力对高压油管振动特性的影响,将燃油脉冲压力映射到管身结构网格内表面,作为预应力进行振动响应分析。通过施加单位载荷激励,获取振动传递函数,同时与不加预应力的振动响应结果进行对比。两种不同模型单位激励下的振动响应结果如图6所示。

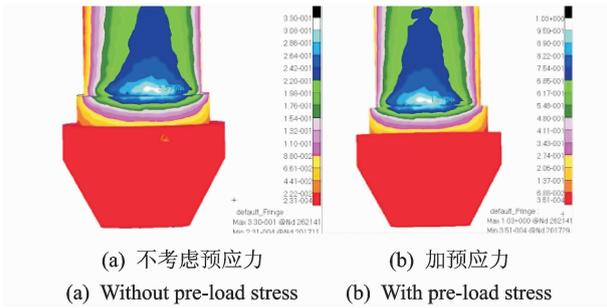


图 6 高压油管振动响应结果对比

Fig. 6 Vibration response comparisons of the two high-pressure oil pipe models

由图 6 可以看出, 预应力对三个方向的振动应力分布影响不大, 而振动应力最大值却不同。不加预应力时的振动应力最大值为 0.3 MPa, 考虑燃油脉冲压力时的振动应力最大值为 1 MPa, 最大应力点处的振动应力曲线对比结果如图 7 所示。由图 7

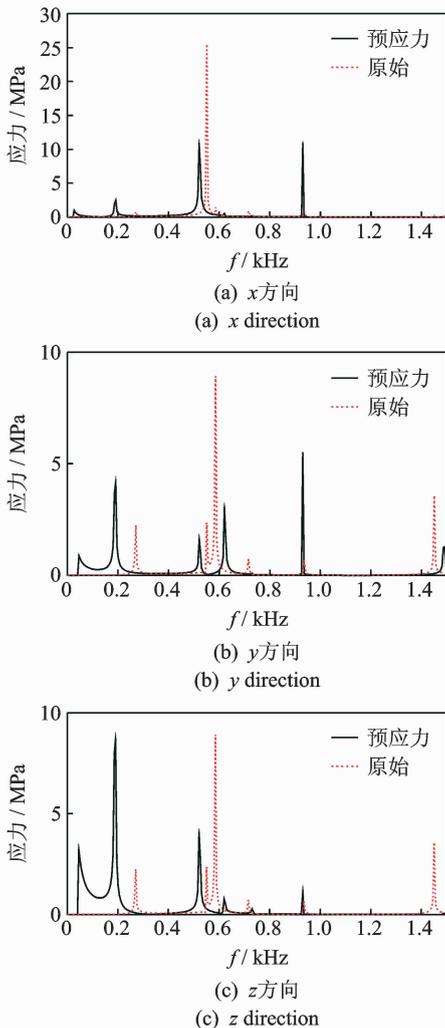


图 7 振动应力曲线对比结果

Fig. 7 Vibration stress comparisons of the two high-pressure oil pipe models

可以看出, 原始模型的振动应力峰值略大于加预应力后的应力峰值, 而考虑预应力的模型应力峰值明显多于前者。综上所述, 考虑预应力后的振动应力整体结果略大于原始模型结果。

3.3 振动疲劳特性分析

为了获取高压油管的振动激励, 进行了发动机振动试验测试, 如图 8 所示。试验发动机为直列六缸柴油机, 测试转速为 1 900 r/min, 通过在高压油管螺栓连接处贴振动加速度传感器, 获取高压油管振动激励, 为后续振动疲劳分析时载荷功率谱密度计算提供数据。



图 8 高压油管振动试验测试

Fig. 8 Vibration test of the high-pressure oil pipe

功率谱密度(PSD)描述的是平稳信号随频率变化的特性, 也就是平稳信号的频域特性, 它表征平稳随机信号的频域能量分布情况^[11]。将振动试验测取的激励信号进行计算可得到高压油管 x, y, z 三个方向的加速度 PSD 激励信号, 如图 9 所示。 y 和 z 方向分别为竖直方向和垂直壁面方向, 振动激励显著高于水平 x 方向。材料 S-N 曲线如图 10 所示, 横坐标为疲劳寿命循环次数, 纵坐标为 Von Mises 应力幅值大小^[12]。振动疲劳分析在疲劳分析软件 MSC. Fatigue 中进行计算, 分析方法采用 Dirlik 算法, 并使用 Goodman 修正法对平均应力进行修正。

根据上述 PSD 信号、材料 S-N 曲线和传递函数结果, 结合疲劳损伤累积理论得到高压油管的振动疲劳寿命结果。由于计算整个高压油管的疲劳寿命工作量太大, 因此笔者对整个结构的振动应力进行了计算, 将 Mises 应力最大点区域作为危险区域进行了疲劳寿命预测分析, 具体结果如图 11 所示。由图 11 可以看出, 两种模型的寿命危险区域位置大致相同, 与图 12 所示的振动疲劳试验裂纹位置一致, 均出现在高压油管与套环连接处。寿命云图分布略有不同, 考虑燃油脉冲压力时的原始模型危险区域分布更加集中, 与试验结果更为接近, 而寿命也更

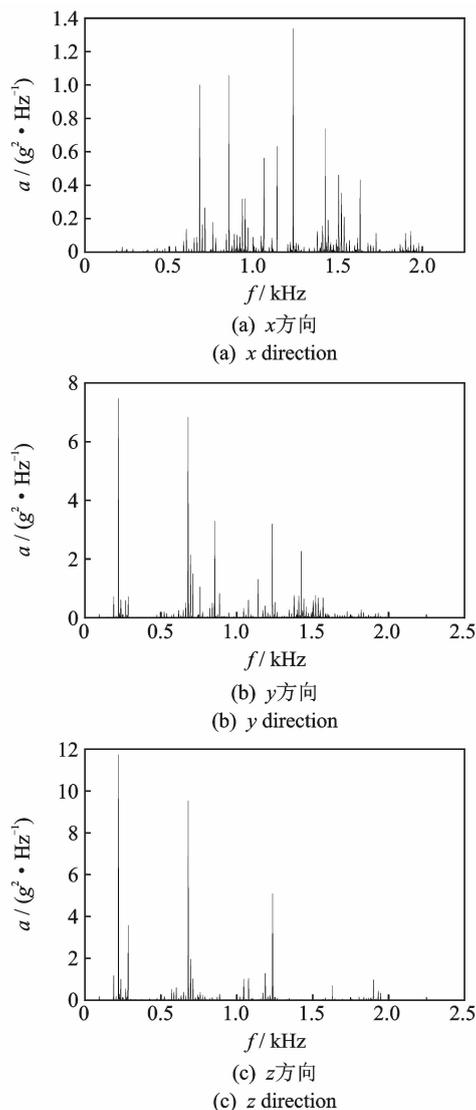


图9 高压油管振动加速度 PSD 曲线

Fig. 9 Vibration acceleration PSD curves of the high-pressure oil pipe

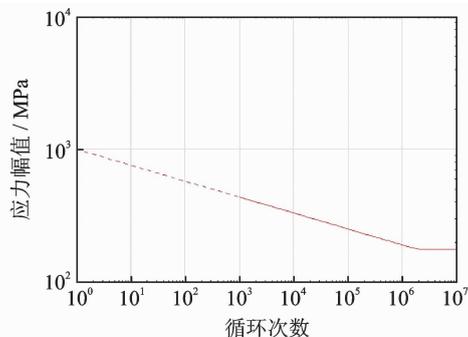


图10 高压油管材料 S-N 曲线

Fig. 10 Material S-N curves of the high-pressure oil pipe

短。通过计算可知,原始模型和考虑燃油脉冲压力时的振动疲劳寿命计算结果分别为 133h 和 6.5h,

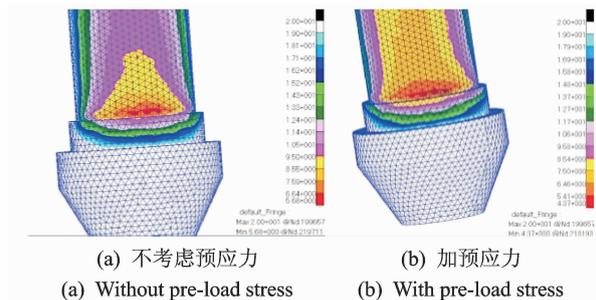


图11 高压油管振动疲劳寿命

Fig. 11 Vibration fatigue lives of the high-pressure oil pipe

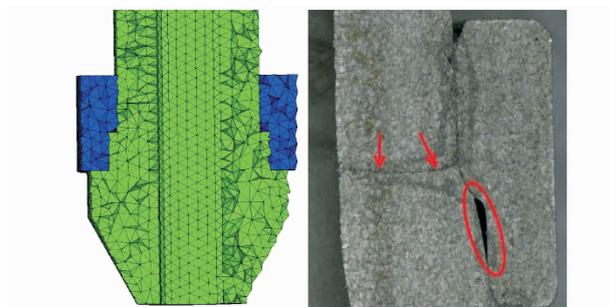


图12 高压油管振动疲劳试验结果

Fig. 12 Vibration fatigue test results of the high-pressure oil pipe

由此可知,燃油脉冲压力可迅速加剧高压油管的疲劳失效。

4 结束语

以柴油机高压油管为对象,以振动试验获得的高压油管螺栓连接处的实际激励力为激励源,开展了基于流固耦合的高压油管振动疲劳特性研究。采用 CFD 分析获取了高压油管内部燃油脉冲压力,对比了原始模型与预应力模型的传递函数及振动应力,发现考虑燃油脉冲压力时的振动应力整体大于原始模型。利用振动激励 PSD 信号、材料 S-N 曲线和传递函数,结合疲劳损伤累积理论得到高压油管的振动疲劳寿命,发现考虑燃油脉冲压力时的振动疲劳寿命显著小于原始模型寿命结果,且失效位置与试验结果更为接近。因此,燃油脉冲压力对高压油管振动疲劳失效的加速作用不容忽视,为后续的优化设计提供了参考和指导。

参 考 文 献

- [1] Jahed H, Farshi B, Hosseini M. Fatigue life prediction of autofrettage tubes using actual material behav-

- ior[J]. International Journal of Pressure Vessels & Piping, 2006,83(10):749-755.
- [2] Song M J, Jung S Y, Hwang B C, et al. A study on structure analysis and fatigue life of the common rail pipe [J]. Transactions of Materials Processing, 2010, 19(2):88-94.
- [3] Bae J H, Kim M S, Song M J, et al. A study on optimal design and fatigue life of the common rail pipe [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2011,12(3):475-483.
- [4] Song S A, Bae J H, Jung S Y, et al. Study of improvement in fatigue life of fuel injection pipe of common rail system [J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, 2013,37(8):991-998.
- [5] 童树波,夏恒,卜耀宇. 某型柴油机高压油管振动优化 [C]//2006年LMS首届用户大会论文集. 北京:LMS公司,2008.
- [6] 白书战,李国祥,张锡朝. 车用发动机高压油管振动分析与控制[J]. 车用发动机, 2006(3):58-60.
Bai Shuzhan, Li Guoxiang, Zhang Xichao. Fuel injection pipe vibration analysis and control of the vehicle engine[J]. Vehicle Engine, 2006(3):58-60. (in Chinese)
- [7] 白书战,贾迎军,张海龙,等. 基于振动测试的发动机高压油管断裂问题分析[J]. 内燃机与动力装置, 2007(3):49-52.
Bai Shuzhan, Jia Yingjun, Zhang Hailong, et al. Analysis of damage of engine fuel injection pipe based on vibration test[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2007(3):49-52. (in Chinese)
- [8] 张胜兰,李刚,刘波. 柴油机高压油管的三维设计与模态分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2010,24(4):13-15,34.
Zhang Shenglan, Li Gang, Liu Bo. 3D design and modal analysis on fuel injection pipe of diesel engine[J]. Journal of Hubei Automotive Industries Institute, 2010,24(4):13-15, 34. (in Chinese)
- [9] 陈福忠,项昌乐,刘辉. 车辆变速箱声振耦合系统的声学特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2011,31(1):15-20.
Chen Fuzhong, Xiang Changle, Liu Hui. Study on acoustic characteristics of acoustic-structural coupling system of gearbox[J]. Noise and Vibration Control, 2011,31(1):15-20. (in Chinese)
- [10] Miner M A. Cumulative damage in fatigue[J]. Journal of Applied Mechanics, 1945,12(3):159-164.
- [11] 纽兰. 随机振动与谱分析概论[M]. 北京:机械工业出版社, 1980:45-48.
- [12] Mortazavian S, Fatemi A. Fatigue behavior and modeling of short fiber reinforced polymer composites including anisotropy and temperature effects[J]. International Journal of Fatigue, 2015,77:12-27.



第一作者简介:田新伟,男,1978年12月生,硕士、工程师。主要研究方向为发动机和整车减振降噪研究。曾发表《基于模态分析的集滤器低振动设计》(《内燃机与动力装置》2010年第4期)等论文。

E-mail:tianxw@weichai.com

通信作者简介:李伟东,男,1989年1月,博士生。主要研究方向为发动机振动疲劳。

E-mail:liwd@tju.edu.cn