

S195 型柴油机气缸体的改进设计

苏德风 苏清祖

(机械工业部基金会) (江苏理工大学)

摘要 针对 S195 型柴油机存在主轴瓦和连杆大头轴瓦寿命不够长, 飞轮一侧的主轴承座渗油和气缸垫烧蚀等问题, 对气缸体进行了模态分析和受压响应分析。应用结构动力修改软件, 将原有的模态参数在计算机上进行了修改设计与优化选择。新试制的气缸体经重新模态分析和受压响应分析, 刚度比原来有明显提高。投入使用后, 原机存在的问题得到解决。

关键词 柴油机 设计 气缸体

1 模态分析

1.1 基本原理

模态分析采用的是美国 SMS 公司的 SA S3.0 结构分析系统软件, 对 N 自由度其振动微分方程有^[1,2]

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{f\} \quad (1)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; $\{\ddot{X}\}$ 、 $\{\dot{X}\}$ 、 $\{X\}$ ——分别为加速度列阵、速度列阵、位移列阵; $\{f\}$ ——外力列阵。

由行列式 $\det([M]s^2 + [C]s + [K]) = 0$ 可解得特征值和特征向量, 式中 s ——拉普拉斯算子。

由物理坐标变换到模态坐标, 令 $\{X\} = [\Phi]^T \{Z\}$

$$[m]\{\ddot{Z}\} + [c]\{\dot{Z}\} + [k]\{Z\} = [\Phi]^T \{f\} \quad (2)$$

式中 $[m]$ 、 $[c]$ 、 $[k]$ ——分别为模态质量对角矩阵、模态阻尼对角矩阵、模态刚度对角矩阵; $\{\ddot{Z}\}$ 、 $\{\dot{Z}\}$ 、 $\{Z\}$ ——分别为模态坐标下的加速度列阵、速度列阵和位移列阵; $[\Phi]^T$ ——振型的转置矩阵。

1.2 试验与结果分析

试验方案如下: 在气缸体上布置了 161 个测点, 缸体用橡皮绳吊起, 在试验时采用锤击法, 在谱分析时采用瞬态窗。

识别后的参数列于表 1。

S195 的标定转速为 2 000 r/min, 其一二阶惯性力频率分别为 33 Hz 和 66 Hz, 而气缸体的一阶固有频率 496 Hz 远离惯性力频率, 因此一二阶惯性力不易引起缸体的共振。气缸燃烧时爆发力的力谱示于图 1。从图看出 S195 柴油机燃烧比较粗暴, 其爆发力的频带虽不很

收稿日期: 1997-08-25

苏德风, 处长, 高级工程师, 北京市西城区三里河路 机械工业部基金会, 100823

表 1 S195 柴油机改进前后的主要模态参数

Tab 1 The main modal parameters of S195 before and after modification

模态阶数	改进前		改进后	
	频率/Hz	阻尼/%	频率/Hz	阻尼/%
1	496.13	0.12	487.50	0.68
2	683.92	0.48	701.86	0.94
3	840.11	0.40	1 283.75	0.32
4	1 144.69	0.34	1 832.28	0.24
5	1 490.73	0.23	2 163.23	0.54
6	1 622.17	0.26	2 377.85	0.31
7	2 096.90	0.24	2 475.29	0.24
8	2714.38	0.21	2 616.8	0.24
9	3 742.95	0.18	3 043.64	0.21
10			2 727.89	0.24
11			3 856.95	0.16

宽,但波及到气体一阶固有频率,为了解缸体在爆发力作用下的变形情况,我们利用了上述模态分析有关参数进行受迫响应的模拟分析。

2 受迫响应的模拟

如果在时间域内把爆发力近似看成是周期脉冲信号,则每个测点的位移量可以通过下式得到^[3]

$$\{X(\omega)\} = \{H(\omega)\}A e^j \tag{3}$$

式中 $\{X(\omega)\}$ ——位移列阵; $\{H(\omega)\}$ ——频响函数列阵。

若 5 000N 的爆发力作用在固定缸盖的四个螺栓上,缸体有两个部位变形较大:一个是缸体与缸盖的接合面上固定缸盖螺栓处,另一个是飞轮一侧的主轴承孔处。其数据列于表 2 和表 3。

表 2 气缸体与气缸盖接合面处最大变形时有关测点的幅值

Tab 2 Amplitudes of some relative testing points on the interface with head of cylinder block

	外力激励力 $\begin{pmatrix} 16 \text{ Hz} \\ 12\ 500 \text{ N} \end{pmatrix}$	有关测点响应的幅值(Z 向) × 0.01 mm							
		13Z	14Z	15Z	16Z	17Z	18Z	19Z	20Z
改进前	作用点 14、16、18、20	11.4	6.7	4.7	0.5	10.9	15.4	17.3	15.9
改进后	作用点 14、16、18、20	8.39	7.6	2.8	0.4	3.67	4.18	4.68	3.86

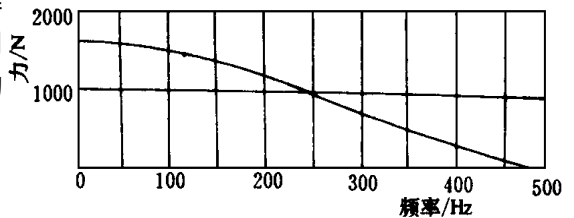


图 1 气缸爆发力力谱

Fig 1 Spectrum of the burst pressure

表 3 主轴承孔端面处最大变形时有关测点的幅值

Tab 3 Amplitudes of some relative testing points on the surface of main bearing hole

外力激励力 $\begin{pmatrix} 16 \text{ Hz} \\ 12\ 500 \text{ N} \end{pmatrix}$		有关测点响应的幅值(X 向) $\times 0.01 \text{ mm}$							
		30X	31X	32X	37X	38X	39X	40X	41X
改进前	作用点 14, 16, 18, 20	66.7	11.4	6.5	3.2	4.9	34.8	69.5	23.4
改进后	作用点 14, 16, 18, 20	36.9	13.5	5.79	3.42	5.91	33.6	49.0	3.3

3 结构动力修改

本文采用局部修改法,也就是说少量地修改式(1)原结构的质量、刚度和阻尼,可以认为在该项矩阵中添加一个附加矩阵^[2],表示如下:

$$[[M]] + [\Delta M] \ddot{X} + [[C]] + [\Delta C] \dot{X} + [[K]] + [\Delta K] X = \{f\}$$

式中 $[\Delta M]$ 、 $[\Delta C]$ 、 $[\Delta K]$ ——分别为物理坐标的修改量。

变换到模态坐标

$$[\bar{M}] \ddot{Z} + [\bar{C}] \dot{Z} + [\bar{K}] Z = [\Phi]^T \{f\}$$

式中 $[\bar{M}] = [I] + [\Phi]^T [\Delta M] [\Phi]$; $[\bar{C}] = [2\xi\Omega] + [\Phi]^T [\Delta C] [\Phi]$; $[\bar{K}] = [\Omega^2] + [\Phi]^T [\Delta K] [\Phi]$; I ——单位质量; ξ ——阻尼比; Ω ——无阻尼固有频率。

由上式可知:改进后的结构其模态参数,依赖于原结构的模态参数和改进部分的模态参数的综合。具体操作是在计算机上输入物理坐标上的修改量,新的动态参数(频率、阻尼、刚度和振型等)就能够被得到。

如上所述,改进设计后的新结构的动态特性可以被算出,但往往并不是一种改进方案就能达到最佳效果,通常要结合设计者的知识和经验、产品的性能和生产条件来选择方案,当经验不足时也可以用其他优化方法来帮助选择方案。

经分析后,选择在气缸体的如下部位增加加强筋:即测点 155~ 156、12~ 37、6~ 65、31~ 86、30~ 26、40~ 48、39~ 54 等,加强筋的部分测点表示于图 2。

改进前后的效果,可从受迫响应的仿真来看。在同样的燃烧爆发力作用下,改进后气缸盖螺栓孔处和主轴承孔处的变形幅值分别列于表 2 和表 3。从以上比较可以看出改进后气缸体的受迫响应更符合实际需要,实际上直接比较改进前后的传递函数,可以很直观地看出改进前后的优缺点。由于篇幅限制传递函数图就不列出。这一点也被后来试制的样品的试验和使用所证实。

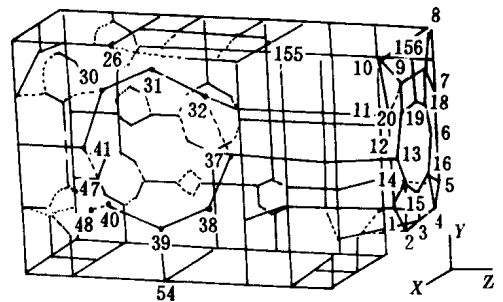


图 2 测点布置(标出相关测点号)

Fig 2 Measuring points layout (some relative points are labeled)

4 结 论

1) 动态分析方法不但分析了 S195 柴油机气缸部位的故障源, 其模态参数亦可用于受迫响应和动力修改。

2) 在计算机上进行动态修改设计, 不仅可以预估改进后的动态性能, 还可以作多方案选择对比, 既可以节省设计时间, 又可以节省经费。

参 考 文 献

- 1 D J Ewins Modal Testing Theory and Practice Research Studies Press Ltd, England, 1984 5~13
- 2 SM S, Structural Dynamics Modification 3.0/Forced Response Simulation 3.0 Operating Manual, U. S. A., 1984 125~ 129
- 3 SM S, Modal Analysis Operating Manual, U. S. A., 1984 68~ 69

Modificative Design of Cylinder Block of Diesel Engine

Su Defeng

(Technical Development of Foundation Commission of Ministry Machinery Industry, Beijing)

Su Qingzu

(Jiangsu University of Science and Technology)

Abstract S195 diesel engine are widely used in many fields in china. Generally its quality is better, but there are also some drawbacks in it, such as the operation life of main bush and connecting rod bush, the oil leakage of bearing cap and the working life of cylinder cushion still should be improved. In order to solve these problems, the modal analysis of the cylinder block of S195 diesel engine was made and its deformation excited by force was calculated. The results showed that the difference of deformation at the interface of cylinder head is rather large and so is the deformation at the end face of main bearing hole in the side of flywheel. In order to reduce these deformations, the method of rigidity improvement was employed. Based on the original modal parameters, calculated and analyzed by the software of structural dynamic modification, and considered to the block structure and our experience several optimal methods were obtained. The results of before modification and after modification were listed in Tab. 1 and 2, showing that after modification the deformation at the interface of cylinder head and the deformation at the end face of main bearing hole were reduced remarkably. The new cylinder block was re-analyzed. The rigidity was improved apparently. The real use of the modified diesel engine showed that the drawbacks mentioned above were eliminated.

Key words diesel engine, design, cylinder block