

内燃机车柴油机激励及其对司机室振动影响分析

黄 鹏¹ 肖守讷¹ 阳光武¹ 周丽莎²

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室¹, 成都 610031;

浙江理工大学机械与自动控制学院², 杭州 310016)

摘 要 为研究内燃机车司机室振动现象产生的原因,发现其中柴油机激励有很大影响。通过计算柴油机惯性力、惯性力矩和倾覆力矩,分析了柴油机的振动激励力。建立某调车机车的有限元模型,分析了底架固有模态;并设计了合理的谐响应工况研究柴油机激励相位与大小对司机室振动的影响。研究表明柴油机激励的相位对司机室振动幅值影响不大;当其各支承上激励相位相同时,司机室振动幅值最大。

关键词 内燃机车 柴油机激励 振动

中图法分类号 U262.1; **文献标志码** A

近年来,随着铁道车辆技术水平的不断提升,对机车司机室的舒适度要求也在不断提高。司机室的振动直接影响着司机的驾驶状态,从而影响行车安全。众所周知,DF4型机车的司机室在运营过程中出现共振问题较为明显;而引起司机室振动的主要原因有两个:一是由于轨道不平顺引起的低频激励,二是由柴油机发电机组产生的高频激励^[1-2]。

本文以某调车机车为研究对象,研究其柴油机发电机组产生的激励及其对司机室的振动带来的影响。

1 柴油机发电机组激励分析

某调车机车动力装置采用12V265型柴油机,其结构为并列连杆结构,缸排夹角为 $\gamma = 60^\circ$;工作状态下作用在柴油机体上的振动激励力为各个等

效单缸机激励力的空间合力,可以通过单缸柴油机以及两缸V型并列连杆柴油机的惯性力、惯性力矩和倾覆力矩,来计算12V265柴油机的各项受力情况^[3,4]。

1.1 惯性力

1.1.1 旋转惯性力

假定各个缸体的活塞质量、连杆质量以及外形尺寸完全一样,曲轴的尺寸结构和密度完全相同,各个缸体的工作状态也完全相同,曲柄的排列如图1所示。

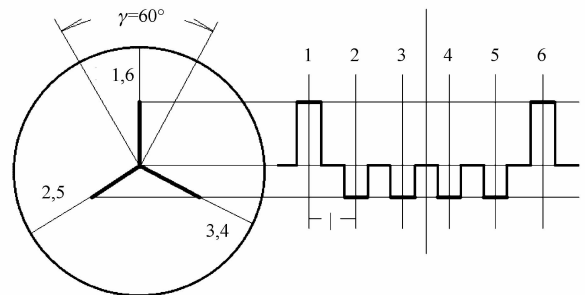


图1 12V265柴油机曲柄排列

从图1显然可以看出对于12V265柴油机,六个曲柄的分布从图1中截面上来看是空间对称的,

2013年7月17日收到 铁道部科技研究开发计划项目
(2011J022-A)、牵引动力国家重点实验室自主
研究课题(2012TPL_T03)、中央高校基本科研业务费
专项基金项目(SWJTU09ZT23)资助

第一作者简介:黄 鹏(1989—),男,四川南充人,硕士研究生。研究方向:机车车辆设计理论及结构可靠性。E-mail:417huangpeng@163.com。

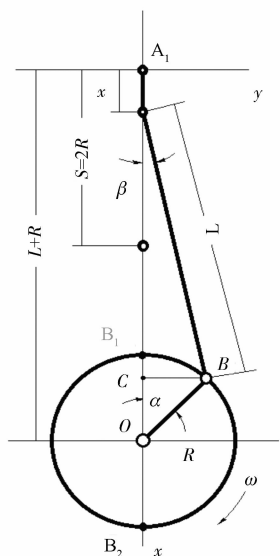


图2 曲柄连杆机构

故旋转惯性力 $\sum P_r = 0$ 。

1.1.2 一次往复惯性力合力 $\sum P_{j1}$

12V265 柴油机的六个曲柄的分布与直列 6 缸柴油机是一致的。

$$\sum P_{j1} = - (m_p + 2m_1) R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos \alpha] = 0 \quad (1)$$

式(1)中, m_1 为连杆组做往复运动部分的质量, m_p 为活塞组的质量, α 为某时刻曲柄的角位移, ω 为某时刻曲柄的角速度。

1.1.3 二次往复惯性力 $\sum P_{j2}$

$$\sum P_{j1} = - (m_p + 2m_1) R \omega^2 \lambda [\cos 2(\alpha - 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ - 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ - 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ - 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ - 60^\circ) + \cos 2(\alpha - 60^\circ)] = 0 \quad (2)$$

式(2)中, λ 为曲柄连杆结构的曲柄连杆长度比, $\lambda = \frac{R}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$, L 为连杆长度,如图 2。

1.2 惯性力矩

对应旋转惯性力,一次往复惯性力,二次往复惯性力存在旋转惯性力矩,一次往复惯性力矩和二次往复惯性力矩。

1.2.1 旋转惯性力矩

$$\begin{aligned} \sum M_{r_y} = m_r R \omega^2 & \left[\frac{5}{2} L \cos \alpha + \frac{3}{2} L \cos(\alpha + 120^\circ) + \right. \\ & \left. \frac{1}{2} L \cos(\alpha + 240^\circ) - \frac{1}{2} L \cos(\alpha + 240^\circ) - \right. \\ & \left. \frac{3}{2} L \cos(\alpha + 120^\circ) - \frac{5}{2} L \cos \alpha \right] = 0 \quad (3) \end{aligned}$$

同理 $\sum M_{r_x} = 0$ 。

其中, m_r 为旋转运动部分的质量,是曲柄销质量、曲柄臂质量与连杆组做旋转部分的质量, m_2 三部分换算至曲柄销中心处的质量之和。

1.2.2 一次往复惯性力矩

$$\begin{aligned} \sum M_1 = - (m_p + 2m_1) R \omega^2 & \left[\frac{5}{2} L \cos \alpha + \frac{3}{2} L \cos(\alpha + 120^\circ) + \frac{1}{2} L \cos(\alpha + 240^\circ) - \frac{1}{2} L \cos(\alpha + 240^\circ) - \right. \\ & \left. \frac{3}{2} L \cos(\alpha + 120^\circ) - \frac{5}{2} L \cos(\alpha + 120^\circ) \right] = 0 \quad (4) \end{aligned}$$

1.2.3 二次往复惯性力矩

$$\begin{aligned} \sum M_2 = - (m_p + 2m_1) R \omega^2 \lambda & \left[\frac{5}{2} L \cos 2(\alpha - 60^\circ) + \frac{3}{2} L \cos 2(\alpha + 120^\circ - 60^\circ) + \frac{1}{2} L \cos 2(\alpha + 240^\circ - 60^\circ) - \right. \\ & \left. \frac{1}{2} L \cos 2(\alpha + 240^\circ - 60^\circ) - \frac{3}{2} L \cos 2(\alpha + 120^\circ - 60^\circ) - \frac{5}{2} L \cos 2(\alpha - 60^\circ) \right] = 0 \quad (5) \end{aligned}$$

1.3 倾覆力矩

根据图 2 所示,单缸柴油机的倾覆力矩 M_1 是由气体压力 P_g 和往复惯性力 P_j 的合力 $\sum P$ 在对应曲柄转角 α 时的分力 N 和 N' 形成的一对力偶 (N 称为倾覆力),其值随曲柄转角 α 变化的表达式为:

$$\begin{aligned} M_1 = N a = \sum P \tan \beta [L \cos \beta + R \cos \alpha] = & (P_g + P_j) \tan \left\{ \arcsin \left[R \sin \frac{\alpha}{L} \right] \right\} \times \\ & \left\{ L \cos \left[\arcsin \left(\frac{R}{L} \sin \alpha \right) + R \cos \alpha \right] \right\} \quad (6) \end{aligned}$$

式(4)说明 $M_1 = f(P_g, P_j, R, L, \alpha)$, 气体压力

P_g 虽然难以用数学表达式表示,但是可知是随曲柄转角变化的周期函数(12V265 柴油机的各缸发火顺序为 11-8-5-6-7-2-1-4-9-10-3-12,发火间角为 60°)。

则总的倾覆力矩:

$$M_z(\alpha) = M_1(\alpha) + M_1(\alpha + 60^\circ) + M_1(\alpha + 120^\circ) + M_1(\alpha + 180^\circ) + M_1(\alpha + 240^\circ) + M_1(\alpha + 300^\circ) + M_1(\alpha + 360^\circ) + M_1(\alpha + 420^\circ) + M_1(\alpha + 480^\circ) + M_1(\alpha + 540^\circ) + M_1(\alpha + 600^\circ) + M_1(\alpha + 660^\circ) \tag{7}$$

可见,总的倾覆力矩 M_z 是一个随曲柄转角 α 变化而变化的复杂周期函数。

理想的情况下,12 缸柴油机各缸的旋转惯性力、一级往复惯性力及力矩、二级往复惯性力及力矩都是相互平衡的;实际该柴油机在运行时,主发电机整体在支承处的激励是非常复杂的。这是由于各个缸体、曲柄连杆机构以及活塞无法做到理想状态下的完全相同。

2 柴油机激励对司机室振动的影响

作为内燃机车运行过程中振动的主要来源,高速运转的柴油机振动激起底架振动,底架振动又激起司机室的振动,通过合理设计底架结构可有效控制振动的传递。为研究柴油机激励对司机室的影响,需要了解研究车体结构及底架的固有模态,还需设计合理的谐响应工况来了解柴油机激励相位与大小对司机室振动的影响^[5-7]。

2.1 固有模态

建立某调车机车的有限元模型,利用有限元软件 ANSYS 中对车体进行无约束模态分析。分别考察底架模态与司机室模态,底架模态结果如表 1 所示,司机室模态结果如表 2 所示。

表 1 车体底架模态

车体底架模态	频率/Hz
1 底架一阶垂弯模态	6.467
2 底架一阶扭转模态	9.842
3 底架二阶垂弯模态	11.238
4 底架边梁反向垂弯模态	14.506
5 底架一位端局部垂弯模态	15.879
6 底架一阶横弯模态	17.739
7 底架二位端局部扭转模态	18.408

表 2 司机室自振模态

司机室自振模态	频率/Hz
1 司机室刚体点头模态	3.242
2 司机室刚体摇头模态	11.37
3 司机室刚体伸缩模态	13.465
4 司机室刚体浮沉模态	19.392
5 司机室刚体侧滚模态	19.768
6 司机室前端局部振动模态	21.455
7 司机室端墙局部振动模态	26.509
8 司机室整体扭曲模态	31.701

2.2 激励大小与方向对司机室振动响应的影响

通过分析柴油机在工作状态中的受力情况,推断在支承处产生的激励是以上分析得到的循环力的各种线性组合。柴油机振动试验表明,柴油机主发电机整体支座上的激励是一系列以柴油机工作频率一半的倍频激励。如对于 1 000 r/min(16.67 Hz)的 V12 柴油机来说,支承处的激励频率为 8.33 Hz, 16.67 Hz, 25 Hz, 33.33 Hz 等。在有限元模态分析的基础上对整车在柴油机激励下的谐响应进行分析。

对 Y 向与 Z 向分别设计如下 4 个车体的谐响应分析工况:

- (1) 各支座激励初始相位相同,幅值都为 10 000 N。
- (2) 左右两侧支座相位相反,幅值都为 10 000 N 形成最大矩激励(Y 向时不产生矩)。
- (3) 相邻支座相位两两相反,幅值都为 10 000 N。
- (4) 各激励初始相位相较于工况 1 有小范围的偏移(30°),幅值大小介于 5 000 N 到 10 000 N(随机输入)。

工况 1-4 的加载情况如图 3 和图 4 所示。

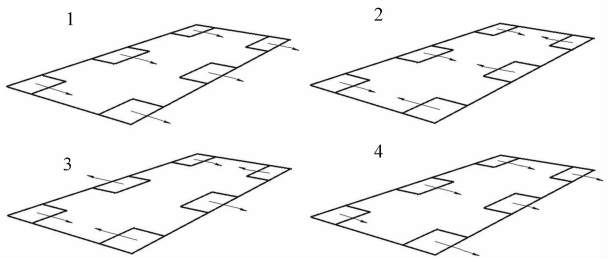


图 3 Y 向激励初始状态 4 个工况示意图

使用分析过固有模态的整车模型,用模态叠加

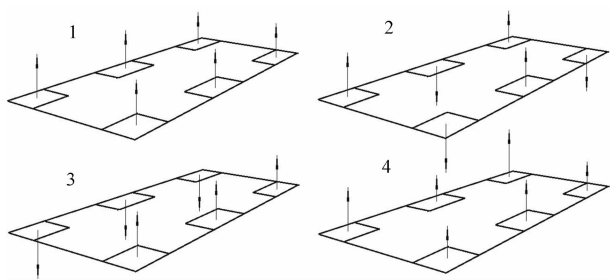


图4 Z向激励初始状态4个工况示意图

法进行谐响应分析,重点考察 8.33 Hz,16.67 Hz,25 Hz,33.33 Hz,41.67 Hz 处的响应结果。谐响应计算结果列于表 3 与表 4 中。

表 3 各工况下司机室座位谐响应相关频率的
相对幅值信息

频率		8.33 Hz	16.67 Hz	25.00 Hz	33.33 Hz	41.67 Hz
工况						
一号座位 Y向	1	0.007 46	0.036	0.008 29	0.007 34	0.010 2
	2	0.006 73	0.018 1	0.002 96	0.024 3	0.012 3
	3	0.004 85	0.004 25	0.015 7	0.02	0.005 55
	4	0.004 52	0.049	0.017 7	0.035 4	0.019 3
一号座位 Z向	1	0.034 1	0.197 163	0.260 868	0.123 52	0.108 729
	2	0.032 2	0.205 211	0.226 41	0.121 624	0.074 4
	3	0.035 8	0.168 973	0.174 077	0.111 86	0.092 3
	4	0.033	0.135 596	0.195 135	0.116 991	0.057 5
二号座位 Y向	1	0.006 27	0.010 3	0.014 9	0.010 9	0.008 48
	2	0.005 78	0.011	0.006 74	0.034 6	0.008 74
	3	0.004 13	0.002 55	0.027 2	0.028 2	0.004 37
	4	0.003 97	0.053 5	0.026 2	0.049 1	0.013 9
二号座位 Z向	1	0.040 2	0.163 194	0.229 425	0.125 562	0.107 668
	2	0.040 4	0.164 306	0.203 286	0.112 635	0.084 5
	3	0.039	0.179 434	0.164 46	0.092 6	0.091 3
	4	0.040 3	0.172 313	0.175 078	0.100 68	0.064 3

观察各个工况下司机室两个座位响应中相关频率的幅值和相位,可以发现,在柴油机 Z 向激励不同频率与相位的 4 个工况下,司机室响应的幅值虽有差异但变化规律是一致的,不同频率间的相位也基本相同。图 5 和图 6 是不同频率下幅值的变化规律。

可以看出对于柴油机主发电机整体结构,当六个支座的激励相位相同时,司机室响应平均幅值最大。结合车体结构模态可以发现,4 个谐响应工况中的激励能激发不同的模态。

表 4 各工况下司机室座位谐响应相关频率的
相对相位信息

频率		8.33 Hz	16.67 Hz	25.00 Hz	33.33 Hz	41.67 Hz
工况						
一号座位 Y向	1	25.977 4	156.12	125.517	-28.695 8	-81.369 4
	2	-120.285	165.849	66.236 9	-55.962 3	-135.75
	3	27.396 3	-54.700 3	128.042	166.136	-49.071 3
	4	-113.495	-10.987 4	64.417 8	-82.832 3	-111.471
一号座位 Z向	1	-2.001 83	2.819 26	-11.215 1	-3.316 38	13.202 2
	2	6.237 56	5.657 65	2.825 11	-6.458 33	20.874
	3	-0.717 57	3.263 37	-9.701 07	-2.625 91	-0.940 92
	4	4.594 56	29.541 6	-5.911 41	-9.247 91	43.311 8
二号座位 Y向	1	26.306	-77.844 9	134.727	-29.639 8	-76.316 6
	2	-121.39	166.048	31.102 2	-57.465 6	-130.769
	3	27.422 9	-12.217 8	140.362	160.497	-55.257
	4	-116.587	149.713	57.060 2	-85.238 5	-102.968
二号座位 Z向	1	5.294 18	6.439 6	-4.482 25	-3.716 02	4.210 54
	2	-0.894 71	1.676 53	1.112 26	-4.818 9	14.893 2
	3	4.136 36	5.491 95	-3.711 82	-4.957 3	-1.747 17
	4	1.096 05	6.396 11	-9.770 71	-3.600 86	20.417 8

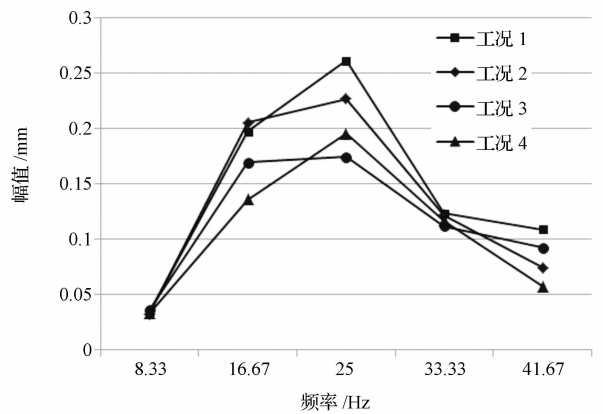


图 5 柴油机 Z 向激励下司机室一号座位
不同频率下幅值的变化规律

3 结论

1)考察柴油机激励的相位和幅值大小对司机室的影响,对横向(Y向)和垂向(Z向)分别设计了 4 个谐响应分析工况,分析结果发现对不同的激励相位,Z 向与 Y 向相对位移随频率的变化趋势都是一样的。即柴油机激励的相位对司机室振动幅值的影响不是非常大。

2)通过图表可以发现,激励幅值越大司机室振动幅值越大,当柴油机主发电机整体结构的各支承上的激励相位相同幅值最大时,司机室的振动幅值

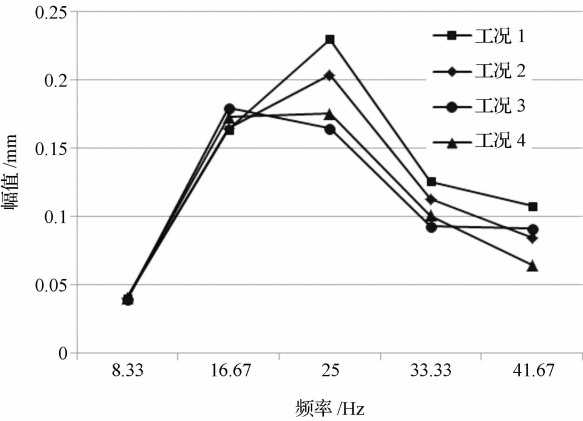


图 6 柴油机 Z 向激励下司机室二号座位
不同频率下幅值的变化规律

最大。

参 考 文 献

- 1 李春胜,罗世辉,马卫华. 内燃机车司机室隔振性能分析. 内燃机车. 2012;(7):13—15
- 2 闵阳春. 司机室振动与噪声控制. 电力机车与城轨车辆. 2005; 28(5):15—17
- 3 栗语阳. 16V620 型柴油机振动测试和仿真及各激励力的振动分析. 哈尔滨工程大学硕士论文. 2011
- 4 张保成,崔志琴,张红兵. 某柴油机振动激励力分析. 华北工学院学报. 1998;(1):92—94
- 5 蔡艳平,成 曙,李艾华. 柴油机振动机理及特性研究. 控制工程. 2007;(s3):185—188
- 6 缪炳荣,肖守訥. 机车车体结构模态的有限元分析. 机械与电子. 2002;(5):58—60
- 7 Lee C M, Goverdovskiy V N. A multi-stage high-speed railroad vibration isolation system with “negative” stiffness. Journal of Sound and Vibration. 2012; 331(4):914—921

Analysis of Diesel Engine Excitation and its Effects on Vibration
of Diesel Locomotive Cab

HUANG Peng¹, XIAO Shou-ne¹, YANG Guang-wu¹, ZHOU Li-sha²

(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University¹, Chendu 610031, P. R. China;

Zhejiang Sci-Tech University², Hangzhou 310016, P. R. China)

[Abstract] In order to study the cab vibration of diesel locomotive, diesel engine excitation plays an important role. By calculating inertia force and inertia moment and overturning moment of diesel engine, the vibrate exciting force of diesel engine is analyzed. Established the finite element model of a shunting locomotive, analyzed the underframe mode of vibration, designed proper harmonic response to study the cab vibration caused by phase and size of diesel engine exciting force. The studies show that phase of diesel engine exciting force impact little on cab vibration; and when the bearings of cab had exciting forces with the same phase, the cab vibration reached the maximum amplitude.

[Key words] diesel locomotive diesel engine excitation vibration