

柴油机各缸工作不均匀性对 NO_x 排放量的影响

罗福强 刘浩龙 汤东 梁昱

【摘要】 采用高速数据采集系统实测直喷式柴油机气缸压力,通过气缸压力计算分析燃烧放热规律,建立了由放热率预测直喷式柴油机 NO_x 排放的模型,并验证了该模型的精度与准确性。通过实测多缸柴油机各缸压力,利用该模型计算各缸在各工况下的 NO_x 排放,分析了柴油机各缸工作不均匀性对 NO_x 排放的影响。结果表明,多缸机由于各缸压力不均匀,其 NO_x 排放量有一定的差别,气缸压力大,NO_x 排放量也大;降低柴油机各缸工作不均匀性可降低 NO_x 排放量。

关键词: 柴油机 均匀性 NO_x 排放

中图分类号: TK421⁺.5 **文献标识码:** A

Calculation Analysis of the Cylinder-to-cylinder Variations of the NO_x Emission of DI Diesel Engine

Luo Fuqiang Liu Haolong Tang Dong Liang Yu
(Jiangsu University)

Abstract

The cylinder pressure has great influence on the power, economy and emission of a diesel engine. High-speed data collection system was applied to measure cylinder pressure of DI diesel engine, combustion heat release rate has been calculated and analyzed by the cylinder pressure, the model of NO_x emission by the measured cylinder pressure of DI diesel engine was established. The model accuracy has been proved by the experiment. The NO_x emissions of each cylinder at different speeds and loads have been calculated by the measured cylinder pressure of each cylinder of a multi-cylinder DI diesel engine with this model. The influence of cylinder-to-cylinder variation to NO_x emission was analyzed. It is found that if the cylinder pressure is larger, the NO_x emission of this cylinder is larger. The NO_x emission of the multi-cylinder diesel engine could be reduced when the cylinder-to-cylinder pressure variation reduces.

Key words Diesel engine, Cylinder-to-cylinder variation, NO_x emission

引言

多缸机工作不均匀性是指在各缸工作过程中以及对外表现的差异。例如,由于各缸燃气压力随曲轴转角变化关系的差异使得各缸气体压力对发动机净扭矩的贡献并不均匀,这势必使曲轴转速呈现波动^[1~2]。引起多缸柴油机各缸工作不均匀性的因素

较多,主要有进气不均匀、供油提前角不均匀、供油规律不均匀、各缸几何因素差异等^[3]。

柴油机各缸工作不均匀不但影响柴油机运行的动力性和经济性,引起振动噪声、零部件磨损以及使受热部件的热负荷加剧,还将影响发动机经济性和排放等性能指标^[4~5]。本文以一台四缸直喷柴油机为例,研究柴油机各缸工作均匀性及其对 NO_x 排放

收稿日期: 2005-10-17

罗福强 江苏大学汽车与交通工程学院 教授 博士生导师, 212013 镇江市

刘浩龙 江苏大学汽车与交通工程学院 硕士生

汤东 江苏大学汽车与交通工程学院 副教授

梁昱 江苏大学汽车与交通工程学院 博士生

的影响和产生原因。

1 NO_x 排放模型及验证

由于示功图本身提供了缸内平均热力学参数变化^[6],而放热规律又进一步提供了燃烧放热期内每一曲轴转角下燃料燃烧所占份额,因此根据空燃比可假设每份燃料在其燃烧一开始时的局部当量比浓度,给定燃烧后稀释过程中的当量比变化规律,并通过计算每份燃烧空气团在焰后区的温度、浓度变化历程而得到 NO_x 的排放质量分数。

已燃区和空气区的热力学状态主要由质量守恒和能量守恒关系式确定。如燃烧后的第 j 个步长生成的第 j 个已燃区的燃料质量为 m_j ,假设燃烧以化学当量比发生的 j 区的总质量为

$$m_{j,j} = \frac{1 + \phi_s}{\phi_s} \quad (1)$$

式中 ϕ_s ——理论燃空比

j 区形成后其质量因空气卷入而增加,这个增加过程可以近似地用已燃区的局部当量比以化学当量比按惯性响应函数向最终的缸内平均当量比接近来描述。即 j 区的第 i 步长($i \geq j$)中的燃空当量比 $\phi_{j,i}$ 为

$$\phi_{j,i} = f(t)(\bar{\phi} - 1) + 1 \quad (2)$$

式中 $\bar{\phi}$ ——缸内最终的平均燃空当量比

$f(t)$ ——惯性响应函数

j 区在第 i 个步长中的质量 $m_{j,i}$ 便可确定为

$$m_{j,i} = \frac{m_j(1 + \phi_{j,i}\phi_s)}{\phi_{j,i}\phi_s} \quad (3)$$

显然缸内工质质量减去所有已燃区的质量,便可得到空气区的质量 $m_{a,i}$ 。

根据能量守恒,对于已燃区和空气区在任一步长 i 存在

$$\begin{cases} \frac{d(m_{j,i}u_{j,i})}{d\theta} = -p_i \frac{dV_{j,i}}{d\theta} - \frac{dQ_{W,j,i}}{d\theta} + \frac{dm_{j,i}h_{a,i}}{d\theta} + \xi_j m_j h_f \\ \frac{d(m_{a,i}u_{a,i})}{d\theta} = -p_i \frac{dV_{a,i}}{d\theta} - \frac{dQ_{W,a,i}}{d\theta} + \frac{dm_{a,i}h_{a,i}}{d\theta} \end{cases} \quad (4)$$

式中,内能 u 和焓 h 都是温度 T 、压力 p 和燃空当量比 ϕ 的函数。 $dQ_{W,j,i}/d\theta$ 和 $dQ_{W,a,i}/d\theta$ 分别是已燃区和空气区通过壁面的热损失速率。

当已燃区和空气区的状态参数确定后,通过燃烧过程的热力学平衡计算及燃烧气体在混合过程中的化学动力学计算,求得各个燃烧区在混合过程中产生的 NO_x 量,最后将所有燃烧区在各个曲轴转角的 NO_x 生成量叠加,直至燃烧结束为止。

在 ZH1115 型单缸柴油机上应用该排放模型,将 NO_x 排放的计算值与实测值进行了对比。由表 1 可以看出,在小负荷工况下,试验值和预测值相差在 10% 左右,大负荷工况误差在 5% 左右,平均相对误差不超过 7%。预测值和试验值的变化趋势一致,吻合较好。

表 1 NO_x 排放量计算值与实测值的对比

Tab. 1 Comparison results of prediction and the experimental data

参数	数值							
转速/r · min ⁻¹	1 650	1 650	1 650	1 650	2 200	2 200	2 200	2 200
平均有效压力/MPa	0.18	0.36	0.53	0.71	0.17	0.34	0.51	0.67
燃油消耗/g · (kW · h) ⁻¹	221.1	226.8	251.1	330.5	126.6	141.5	202.8	264.0
进气温度/°C	9.2	9.1	9.0	8.9	9.4	9.7	9.9	10.1
进气压力/MPa	0.103 6	0.103 6	0.103 6	0.103 6	0.103 6	0.103 6	0.103 6	0.103 6
NO _x 排放量计算值/10 ⁻⁶	511.6	894.4	1 328.5	1 726.9	395.3	668.1	923.3	1 264.4
NO _x 排放量实测值/10 ⁻⁶	465	838	1 273	1 659	356	623	874	1 216
相对误差/%	10.02	6.73	4.36	4.09	11.04	7.24	5.64	3.98
平均相对误差/%	6.64							

2 多缸柴油机示功图分析

在扭矩点和标定点、供油提前角 θ 为上止点前 10°CA 时,实测一台四缸增压中冷柴油机,其各缸的示功图对比见图 1。由图可知,Ⅱ缸的气缸压力较其他缸大,Ⅰ缸和Ⅳ缸的气缸压力次之,且比较相近,Ⅲ缸的气缸压力最小。

图 2 是该柴油机不同负荷(以平均有效压力 p_{me} 表示)下的 1 缸示功图的对比。最大气缸压力和最大压力升高率(λ_{pmax})随负荷的增加而增加。

3 NO_x 排放模拟与结果分析

求得四缸气缸压力的平均值,假定四缸工作的气缸压力都相同,在机械效率相同情况下,输出功率

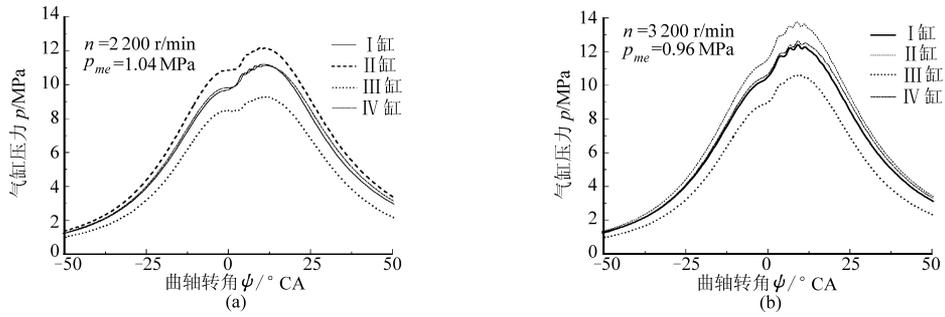


图 1 扭矩点和标定点发动机各缸示功图

Fig. 1 Indicator diagram comparison of each cylinder at maximum torque and rated condition
(a) 扭矩点 (b) 标定点

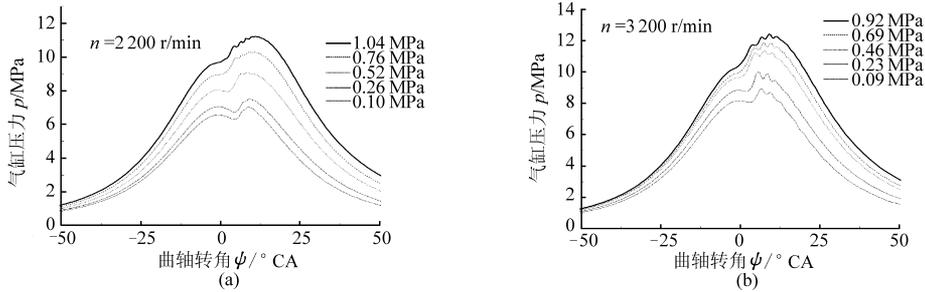


图 2 扭矩转速和标定转速下不同负荷发动机的 I 缸示功图

Fig. 2 Indicator diagram comparison of the first cylinder at maximum torque and rated condition
(a) 扭矩转速 (b) 标定转速

则相同。以此四缸完全相同的示功图与原来各缸的示功图分别计算发动机燃烧及 NO_x 排放,分析该发动机工作不均匀对发动机燃烧及 NO_x 排放的影响。

3.1 对缸内压力和压力升高率的影响

表 2 为发动机不同转速及负荷下发动机的燃烧特性参数的对比。可以看出,采用假定各缸相同的平

表 2 原示功图与示功图平均值特性参数对比
Tab. 2 Comparison results of prediction and the experimental data

参数	位置	平均有效压力/MPa									
		0.10	0.26	0.52	0.76	1.04	0.92	0.69	0.46	0.23	0.09
最大气缸压力/MPa	I 缸	7.09	7.59	9.16	10.34	11.25	12.48	11.96	11.44	10.08	8.98
	II 缸	7.69	8.40	10.20	11.52	12.25	13.87	13.15	12.58	11.01	9.67
	III 缸	5.93	6.30	7.37	8.48	9.32	10.73	10.23	9.33	8.46	7.71
	IV 缸	6.71	7.28	9.08	10.43	11.20	12.72	11.92	11.28	9.81	8.64
	平均示功图	6.76	7.28	8.80	10.12	10.95	12.35	11.61	10.98	9.70	8.50
最大压力升高率/ MPa · (°CA) ⁻¹	I 缸	0.22	0.25	0.29	0.26	0.29	0.33	0.36	0.36	0.40	0.27
	II 缸	0.21	0.31	0.35	0.33	0.32	0.39	0.42	0.39	0.43	0.26
	III 缸	0.14	0.17	0.26	0.25	0.22	0.34	0.38	0.35	0.23	0.17
	IV 缸	0.18	0.23	0.35	0.31	0.28	0.38	0.38	0.44	0.40	0.26
	平均示功图	0.11	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.22	0.19	0.21	0.15
平均指示压力/ MPa	I 缸	0.25	0.39	0.72	0.96	1.24	1.28	1.04	0.87	0.53	0.31
	II 缸	0.37	0.47	0.86	1.11	1.38	1.50	1.06	0.94	0.56	0.35
	III 缸	0.15	0.27	0.41	0.59	0.90	1.13	0.86	0.58	0.41	0.26
	IV 缸	0.33	0.44	0.75	1.06	1.29	1.55	1.03	0.81	0.52	0.33
	平均示功图	0.275	0.393	0.685	0.930	1.203	1.365	0.998	0.800	0.505	0.313

注:当平均有效压力为 0.10、0.26、0.52、0.76、1.04 MPa 时转速为 2 200 r/min,平均有效压力为 0.92、0.69、0.46、0.23、0.09 MPa 时转速为 3 200 r/min。

均示功图后,缸内最大压力较除Ⅲ缸外的其他气缸减小,最大压力升高率比其他各缸都小,发动机最高燃烧温度降低,高温燃烧时间也有所缩短,不仅使发动机工作更加柔和,更为重要的是有效地降低了 NO_x 排放量。

3.2 对 NO_x 排放的影响

根据各缸的气缸压力计算各缸的 NO_x 排放质量为 $m(\text{NO}_x)_i$ ($i=1,2,3,4$),各缸混合气排放的总质量为 m_i ,各缸的 NO_x 排放量为

$$\varphi_i = \frac{m(\text{NO}_x)_i / M(\text{NO}_x)_i}{m_i / M_i}$$

式中 $M(\text{NO}_x)_i$ —— NO_x 气体的摩尔质量

M_i ——混合气排放的摩尔质量

根据各缸的排放,计算四缸总的排放量为

$$\varphi = \sum_{i=1}^4 [m(\text{NO}_x)_i / M(\text{NO}_x)_i] / \sum_{i=1}^4 (m_i / M_i)$$

表3为采用各缸示功图与平均示功图模拟 NO_x 排放量计算的对比。由表可知,由于各缸气缸压力的不同,各缸 NO_x 排放存在一定的差异,采用平均示功图计算的 NO_x 排放量 φ ,在任何转速及负荷变化下,比采用各缸气缸压力计算的 NO_x 排放量明显减少。这是因为采用平均的示功图后,各缸的均匀使发动机的缸内最大压力和最大压力升高率降低,发动机在较大的预混合区域内燃烧速率低,燃烧室内的最高燃烧温度降低,已燃气体在高温下的停留时间减少,导致 NO_x 排放量减少。

表3 原示功图与示功图平均值 NO_x 排放计算对比

Tab.3 Comparison results of prediction and the experimental data

$\times 10^{-6}$

φ	平均有效压力/MPa									
	0.10	0.26	0.52	0.76	1.04	0.92	0.69	0.46	0.23	0.09
φ_1	150.8	276.8	526.0	706.0	828.0	602.0	523.6	400.0	223.2	139.6
φ_2	173.2	323.2	613.6	816.8	924.4	688.4	593.6	453.6	251.2	139.6
φ_3	107.6	198.0	370.8	523.2	632.0	487.2	420.8	298.8	172.8	109.2
φ_4	137.2	256.8	517.6	713.2	820.0	616.0	520.0	390.8	213.2	130.4
φ_5	142.2	263.7	507.0	689.8	801.1	598.4	514.5	385.8	215.1	129.7
φ_6	133.7	252.6	484.7	662.7	771.1	573.5	493.4	369.0	205.5	126.1
相差 φ_{NO_x}	8.5	11.1	22.3	27.1	30.0	24.9	21.1	16.8	9.6	3.6

注: φ_5 为采用各缸示功图计算 NO_x 总排放量; φ_6 为采用平均气缸压力计算的 NO_x 排放量。当平均有效压力为0.10、0.26、0.52、0.76、1.04 MPa时转速为2 200 r/min,平均有效压力为0.92、0.69、0.46、0.23、0.09 MPa时转速为3 200 r/min。

4 结论

(1)各缸的气缸压力有一定差别,计算表明,各缸 NO_x 排放量也有一定差别。

(2)多缸机气缸压力大的缸其 NO_x 排放量也大。

(3)为了减小 NO_x 排放量,控制柴油机的各缸工作均匀性非常重要。

参 考 文 献

- 1 谢永乐,谢三山. 多缸发动机各缸工作不均匀性分析[J]. 四川大学学报:工程科学版,2000,32(4):97~101.
- 2 Stephen J C, John E O. Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuation[C]. SAE Paper 890486,1989.
- 3 王永庭,张付军,黄英,等. 柴油机各缸供油量不均匀调节 ECU 硬件在环仿真研究[J]. 北京理工大学学报,2005,25(1):13~17.
- 4 朱建元. 柴油机工作过程均匀性的相关分析监测[J]. 上海海运学院学报,1997,18(4):22~26.
- 5 李建秋,欧阳明高,周明,等. 柴油机各缸工作不均匀程度对性能的影响分析[J]. 交通运输工程学报,2001,1(3):50~53.
- 6 金国栋,李广. 由示功图分析 NO_x 生成特征[J]. 内燃机学报,1987,5(4):339~344.