

性能与排放

16RK270 型柴油机 Tier II 排放水平下的功率提升

刘 蹇, 张炜伟, 熊长君, 于成汉, 张明国

(大连中车柴油机有限公司, 辽宁 大连 116022)

摘 要: 16RK270 型柴油机功率提升要求为: 功率提升 10%; 排放满足 IMO Tier II 排放法规要求; 最大燃烧压力限制在 16 MPa 以下; 且保证尽量低的燃油消耗率。对此, 从可变气门定时、匹配增压器、EGR、米勒循环、可变喷嘴环等技术入手, 应用 GT-power、AVL-excite 软件建立仿真计算模型, 对上述几种技术进行分析比较。结合柴油机的结构改变和投入产出比, 最终确定: 相对较优的技术方案为 Miller 循环与 VTG 技术结合并匹配高压比增压器。

关键词: 柴油机; 排放; 功率; 仿真

中图分类号: TK421⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2020)01-0022-06

Power Promoting of 16RK270 Diesel Engine Meeting With IMO Tier II

Liu Qian, Zhang Weiwei, Xiong Changjun, Yu Chenghan, Zhang Mingguo

(Dalian CRRC Diesel Engine Co., Ltd., Liaoning Dalian 116022)

Abstract: The power increasing requirements of 16RK270 diesel engine are 10 % power increase, IMO Tier II compliant emissions level, maximum burst pressure under 16 MPa, and lowest fuel consumption rate as possible. To meet with these requirements, varied technologies are adopted, such as variable valve timing, matching supercharger, EGR, Miller cycle and variable nozzle ring. Simulation model based on GT-power and AVL-excite software was built up to analyze these technologies and compare them with each other. Combined with the change of engine structure and input-output ratio, the optimal technical solution is " Miller cycle + VTG + high ratio turbocharger".

Key words: diesel engine; emission; power; simulation

0 引言

目前, 16RK270 型柴油机的排放达到 IMO Tier II 水平; 其标定工况为 1 000 r/min, 5 000 kW。而近年来国内舰船市场倾向于采购中速大功率柴油机产品。因此, IMO Tier II 水平下, 16RK270 型柴油机的功率提升势在必行。功率提升的目标是: 在功率提升 10%、排放达到 IMO Tier II 水平的前提下, 标定工况下缸内最高燃烧压力须限制在 16.0 MPa 以下 (由于结构及材料热负荷限制), 同时兼顾经济性, 须保证尽量低的燃油消耗率。

降低 NO_x 排放的相关技术近年来取得很大进

展, 一般可分为机内和机外减排技术。机内减排的原理是通过降低燃烧温度达到降低 NO_x 生成的目的。主要有高压共轨、缸内加水和进气加湿、充量调节及米勒循环、缸内均质预混合燃烧和低温燃烧等技术。机外减排技术主要有 DPF、SCR 等技术。本论文从可变气门定时、匹配增压器、EGR、米勒循环、可变喷嘴环等技术入手, 应用 GT-power、AVL-excite 软件建立仿真计算模型, 对多种技术进行分析比较, 并结合柴油机的结构和投入产出比, 确定最优技术方案。

收稿日期: 2019-01-08; 修回日期: 2019-11-06

作者简介: 刘蹇(1982—), 高级工程师, 主要研究方向为柴油机性能分析等, liuqian1_dl@crrecg.cc。

1 方案介绍

为实现 IMO Tier II 排放水平下 16RK270 型柴

油机的功率提升，可采用的技术主要有可变气门定时、高压比增压器、EGR、米勒循环、可变喷嘴环等。表 1 为 6 种可能的技术方案。

表 1 几种技术方案综合比较

序号	方案	优点	缺点
1	EGR（废气再循环）	NO _x 减少最多	100% 负荷时，油耗差
		部分负荷时油耗最佳	
		不须要重新设计凸轮型线	
2	Miller（米勒循环）	不需要 VVT	低负荷时性能很差
			须要重新设计凸轮
			使用新结构喷嘴
3	Miller + VVT（米勒循环 + 可变气门正时）（原设计凸轮）	100% 负荷和部分负荷时油耗最佳	需要昂贵的 VVT
		不须要重新设计凸轮型线	
4	Miller + VVT（米勒循环 + 可变气门正时）（新设计凸轮）	100% 负荷和部分负荷时性能改进	须要重新设计凸轮
			需要昂贵的 VVT
5	Miller + 变化的喷油定时（米勒循环 + 变喷油定时）	与纯 Miller 相比性能更好	低负荷时性能很差
		不需要 VVT	须要重新设计凸轮
6	Miller + VTG（米勒循环 + 变喷嘴环）	低负荷时性能有所改进	须要重新设计凸轮
		不需要 VVT	

(1) 方案 1（EGR）：CO₂ 比热高，对缸内火焰有降温作用，利于降低 NO_x。低负荷时无 EGR，并且涡轮小，增压压力高，最高燃烧压力高，油耗低；大负荷时有废气进入缸内，不能参与燃烧，燃烧产生的功少，最高燃烧压力低，油耗高。

(2) 方案 2（Miller 循环）：单独使用米勒循环可有效避免温度及热负荷的快速增长，但由于进气量减少，为了获得更高的输出功率，喷油器的喷孔须增大；部分负荷时性能很差。

(3) 方案 3（Miller + VVT（原设计凸轮））：高负荷时最大气阀升程变小，涡轮和压气机变小，导致须要更高的增压压力以补充空气流量。

(4) 方案 4（Miller + VVT（新设计凸轮））：凸轮的最大升程不变，进气阀的开启周期变长，造

价高，结构复杂；为优化部分负荷工况性能，可通过高压比增压器实现。

(5) 方案 5（Miller + 变化的喷油定时）：低负荷时，喷油量减少，涡轮能量减少，导致增压压力降低，建议与 VTG 一起使用。

(6) 方案 6（Miller + VTG）：须要匹配高压比增压器。

以下对几种方案进行仿真分析。

2 仿真分析

2.1 仿真模型建立与标定

基于柴油机结构数据、主要部件的性能、试验数据以及图纸，采用 GT-Power v 7.3 工作过程分析软件搭建该柴油机的仿真计算模型，如图 1 所示。

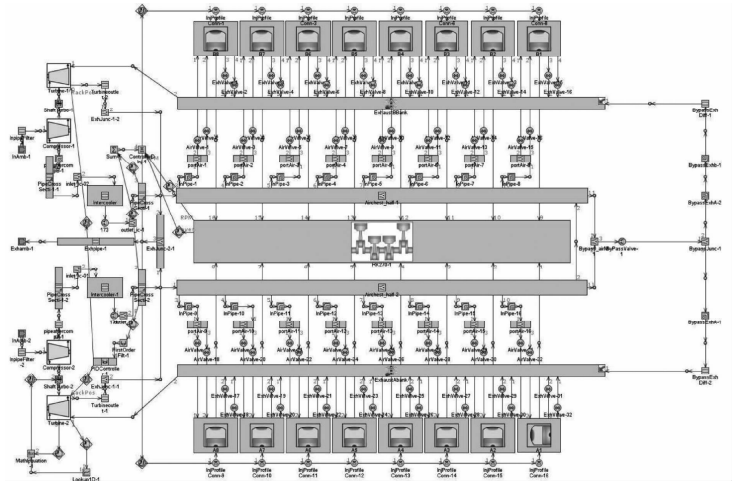


图 1 仿真计算模型

其中燃烧模型采用 multi-zone 燃烧模型。首先进行模型标定。主要分两部分进行：

(1) 仿真计算 Tier II 排放下 5 000 kW 输出功率时的主要性能参数，并和实测数据进行比较，结果详见表 2。可见，基础模型的计算结果跟实测数据一致性较好。

表 2 仿真模型校核结果

参数	仿真值	试验值
转速/ (r · min ⁻¹)	1 000	998
功率/ kW	5 000.3	4 997.2
进气流量/ (kg · s ⁻¹)	10.136	9.561
燃油消耗率/ (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	213.56	214.85
NO _x 比排放量/ (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	6.72	6.49
进气压力/MPa	0.097 5	0.098
稳压腔空气压力/MPa	0.426	0.441
最高燃烧压力/MPa	16.04	16.15
进气温度/℃	21.6	23.1
稳压腔空气温度/℃	58.3	57.7
涡轮进口温度/℃	527.5	548.4
增压器转速/ (r · min ⁻¹)	31 619	32 230
压气机效率/%	82.45	86.78

(2) 计算得到的缸压曲线与实测的缸压曲线的比较如图 2 所示。可见：两条曲线的重合性很好，尤其是在燃烧后期，两条曲线基本重合。表明计算模型仿真度较高。

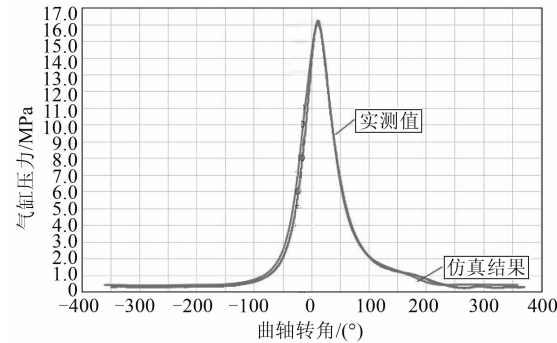


图 2 仿真与实测缸压曲线对比

2.2 EGR 技术

如图 3 所示，EGR 技术是利用专门的管道将废气引入到压气机前，使废气与新鲜空气在进入气缸前充分混合^[3]。基础机型中用于连接稳压腔和排气总管的旁通阀结构保留，但须改造，以使它即可以用于 EGR，又可以用于部分负荷时将低温空气引入排气总管。

引入 EGR 后会影响柴油机的经济性，因为要达到 5 500 kW 的输出功率，喷油器的喷孔不得不扩大。EGR 冷却器安装在 EGR 的后端，经计算预

测，其冷却水水温须为 62 ℃，因此，机带中冷器的出水可以满足。

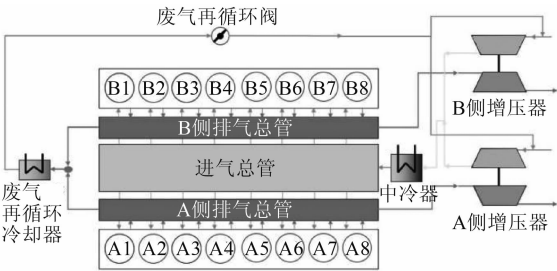


图 3 EGR 技术原理

EGR 管路的直径设计为 70 mm，这一管径可实现最大 19% 的 EGR 率。但实际上，EGR 率可通过自动调节阀控制。根据模拟计算：本项目在标定工况时，EGR 率为 11.4%。表 3 所示为应用 EGR 技术后，柴油机的配置更改情况。此方案中，喷嘴孔径由原来的 0.5 mm 增大到 0.52 mm；增压器选用的是某公司 A145CA50TA68 型，为升级配置，增压器在现有配置的基础上压端流量增加 4%，涡轮端流量减小 16%。

表 3 采用 EGR 方案柴油机配置更改情况

参数	基准	EGR (11.4%)
喷油始点 (ATDCF) / (°)	-12	-12.5
循环供油量/ (mg · stroke ⁻¹)	2 225	2 479.3
喷嘴直径/mm	0.5	0.52
EGR 阀直径/mm	N/A	70
EGR 阀开度 (基于流通面积) /%	N/A	52
压气机流量		增加 4%
涡轮机流量		减小 16%

应用 EGR 技术后，NO_x 排放下降很多，但是，由于燃油的供油周期变长并且循环供油量加大，导致燃油消耗率增加。因 EGR 技术是将废气冷却后引入压气机前，这样会导致进入缸内的氧气量降低。为了提高空燃比，本方案选用了高压比增压器，相应地导致最高燃烧压力提高 0.5 MPa。

图 4 所示为不同 EGR 率与最优 EGR 率下主要性能参数比较。

(1) 从图 4a) 中可以看到：在 EGR 阀没有打开，即 EGR 率为 0% 的情况下，柴油机的 NO_x 排放高于 IMO Tier II 排放标准；随着 EGR 率的提高，NO_x 排放显著下降。

(2) 图 4b) 为不同 EGR 率下柴油机的最高燃烧压力。最佳 EGR 率工况点的最高燃烧压力如图中的方点所示。可见：如果保持最高燃烧压力在极限的 16 MPa 以下，EGR 率须在 10% 以上。

(3) 从图 4c) 中可以看到：有效燃油消耗率随着 EGR 率的增大而急剧增加。综合来看，最优 EGR 率工况点 (EGR 率为 11.4%) 可实现：在最高燃烧压力低于 16 MPa、NO_x 排放量相当的情况下，达到更低的燃油消耗率。

(4) 从图 4d) 可以看到：随着 EGR 率的增大，碳烟比排放量急剧增加。与未优化供油定时相比，最优 EGR 率工况点碳烟比排放量更低。

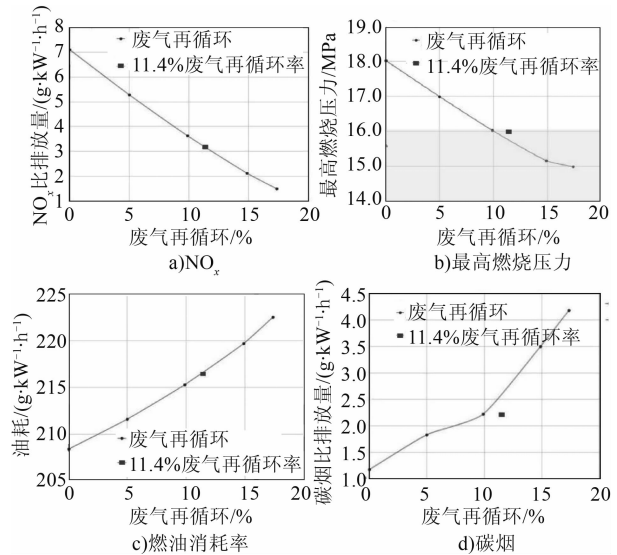


图 4 不同 EGR 率与最优 EGR 率下主要性能参数比较

2.3 Miller 循环

目前，Miller 循环已被公认为有效降低 NO_x 排放的方式之一^[1]。它通过提前关闭进气门来降低有效压缩比，从而降低缸内燃烧过程的温度，以控制 NO_x 排放。但与此同时，扫气压力必须提高到和传统发动机一致才可以获得同样的缸内压力，这也是为什么需要一个高性能的涡轮增压器的原因。

本项目的 Miller 循环方案是将进气门在下止点前 15° 关闭，扫气角增加 4°。为了将功率提升 10%，喷油器的喷孔直径由 0.5 mm 增大到了 0.52 mm；同时为了提高扫气压力，选用更大更高效的增压器。然而，在设计之初，增压器的选型只能通过系数来实现，这可以做为后期增压器供应商选型的依据。Miller 循环和基础机型的气门升程比较见图 5。

表 4 为 Miller 方案的模拟计算结果。可见：此种方案可获得在 IMO Tier II 排放水平下更低的最高燃烧压力及更小的燃油消耗率。但是由于柴油机高压燃烧时，在高温缺氧条件下会产生一些部分分解及脱氢的中间产物^[2]，这些中间产物边聚合边脱氢，形成过多的黑色碳烟。

在这一方案中由于使用 Miller 循环技术，因此须重新设计凸轮型线，并进行新凸轮的阀系动力学

计算，这在后续将进行详细论述。

表 4 模拟计算结果

参数	基准	米勒 01
喷油始点 (ATDC) / (°)	-12	-13
循环供油量 / (mg · stroke ⁻¹)	2 225	2 412.4
转速 / (r · min ⁻¹)	1 000	1 000
功率 / kW	5 000.3	5 501.5
空气流量 / (kg · s ⁻¹)	10.14	9.87
燃油流量 / (kg · h ⁻¹)	1 067.9	1 158.1
总空燃比	34.17	30.67
油耗 / (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	213.6	210.5
NO _x 比排放量 / (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	6.72	6.36
碳烟 / (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	1.086 9	2.521
A1 缸最高燃烧压力 / MPa	16.04	15.59

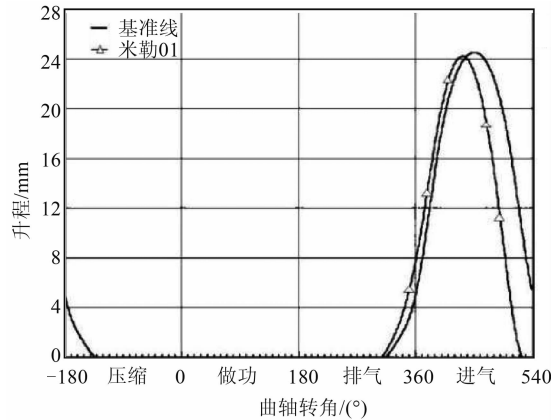


图 5 Miller 循环和基础机型的气门升程比较

2.4 Miller + VVT 技术

可变气门正时 (Variable Valve Timing, VVT) 技术是为解决不同工况下发动机对配气正时有不同要求而出现的。Miller 循环技术的采用，导致进入气缸内的新鲜空气减少，虽然通过增大增压压力的方式可以改善，但是还是会影响部分负荷时的缸内空燃比。因此，考虑引入 VVT 技术以提高容积效率。应用 VVT 技术有两种方式：

(1) 传统 VVT：使用原设计的凸轮轴和 VVT 液压装置。其特点是：只能削减气阀升程，无法改变定时；结构简单但造价昂贵。

(2) 新型 VVT：基于为 Miller 循环技术优化的凸轮型线，应用 VVT 技术。这种新型 VVT 技术能够更改阀的开启时间，以实现在低负荷时更大的空燃比；可以保证额定工况下的最优性能，但部分负荷性能可能会变差，须通过匹配增压器来进一步优化。图 6 所示为匹配某公司的 A145 CA50 型增压器后，柴油机的推进特性及 MCR 工况点。

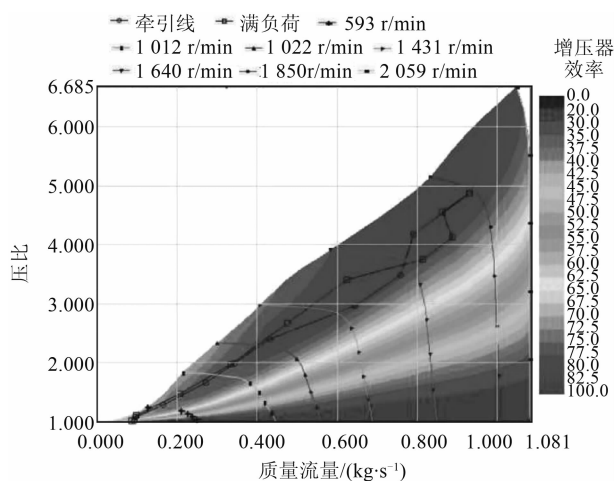


图 6 匹配某公司 A145 CA50 型增压器时柴油机的推进特性及 MCR 工况点

2.5 优化供油定时

优化供油定时技术对部分负荷有很大的好处，但这仅能提供更高的空燃比。通常的方法是提前供油提前角以降低燃油量，但这种方法对低转速无益，因为燃油减少将导致排气能量减少，进而带来增压压力的降低。因此，优化供油定时技术一般与其他的手段结合使用。

2.6 阶段性综合比较

基于以上对 Miller 循环技术、EGR 技术、VVT 技术、优化供油定时技术及增压匹配技术的讨论，对各种方案进行横向比较并做阶段性总结。

根据之前的讨论，为了实现 IMO Tier II 排放水平下功率的提升，主要的方法为 EGR 技术和 Miller 循环技术。其中，EGR 技术的使用将会带来大工况时油耗的增加，但部分负荷时柴油机的性能会很好。如图 7 所示，在 600 r/min 以下，EGR 率为 0。在接下来的讨论中，关于 EGR 技术的使用都将基于图 7 所示方案。

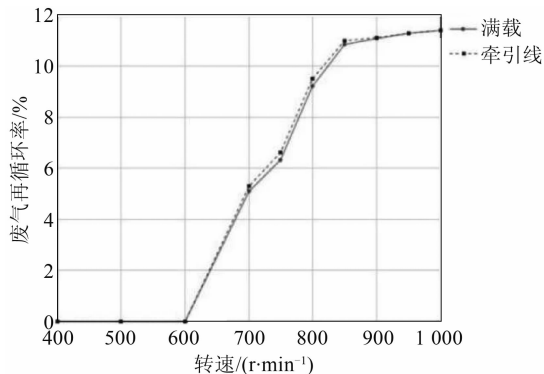


图 7 不同转速下的 EGR 率

图 8 所示为不同方案下柴油机主要性能参数比较。图 8a) 为柴油机沿推进特性的功率计算结果。

可见：只有方案 1 和方案 3 可以达到推进特性要求的功率，其他技术方案在柴油机运行于 600 r/min 以下时，空燃比过小，进气量不足，造成功率受限。图 8b) 所示：方案 1 的最高燃烧压力最高；较低的是方案 3 和方案 6。由图 8c) 可见：在中间转速/部分负荷下，方案 1 的 BSFC 相对较小，但在满功率时，比其他技术方案高出 2.9%；方案 3 可以在相对广的转速范围内取得较低的 BSFC；同时，有的方案可以通过优化增压器来改善低转速时的 BSFC。图 8d) 所示：各方案在 NO_x 排放方面各有千秋，但是总的来说都可以满足 IMO Tier II 的要求。

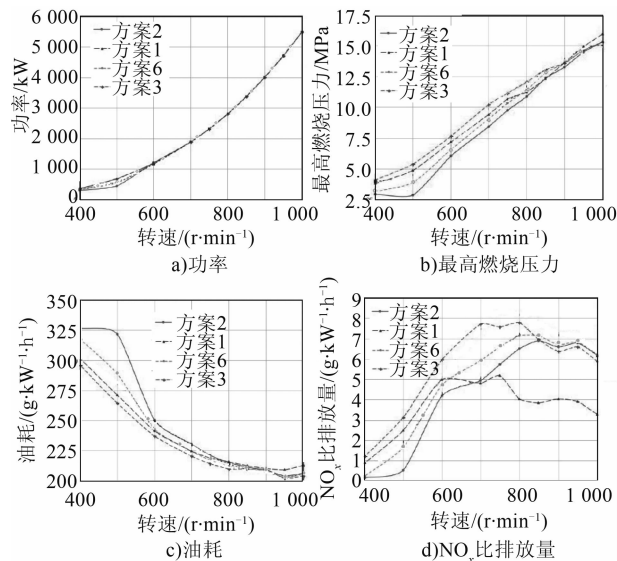


图 8 不同技术方案下柴油机主要性能参数的比较

2.7 Miller + VTG 技术

Miller 循环结合 VTG 技术的性能仿真计算基于 TPL63F3 型增压器以及离散的涡端数据模型进行。喷嘴环的通流面积从 TA10 至 TA34；采用 PID 控制，根据设定的压比控制 VTG 的开度。如图 9 所示为匹配不同喷嘴环时涡端效率相对涡端质量流量的函数。

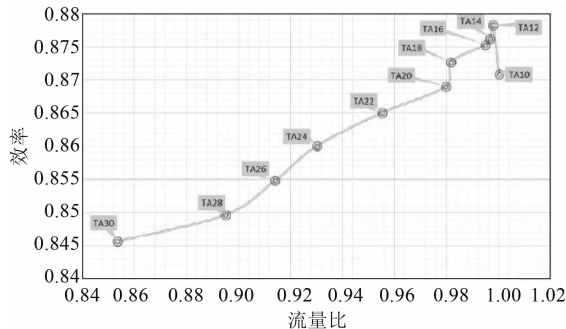


图 9 匹配不同喷嘴环时涡端效率相对涡端质量流量的函数

相比较于 Miller + VVT 方案，在 100% 负荷时，柴油机的性能没有明显改善，但是部分负荷时的性

能改善明显。因此, VTG 技术代替 VVT 技术可提高柴油机的经济性; 并且这种配置提高了部分负荷时的性能。这对于部分负荷使用频率高的项目有很大的益处。

本次模拟计算主要针对推进特性工况和 MCR 工况进行。结果显示: 推进特性外的柴油机功率提升还有很大裕度, 但是相比较于 EGR 方案, 其部分负荷的性能稍差。图 10 所示为应用 VTG 技术的柴油机在不同转速下的性能参数变化。可见, 限制线的油耗比 EGR 方案小很多, 但是 NO_x 排放会大一些, 即便如此, 也低于 IMO Tier II 排放标准。涡轮前温度在标定工况时为 560°C , 最高温度出现在 600 r/min 左右, 为 580°C , 这一数值即便是考虑到计算误差 (计算值比实际值约低 40°C) 也是能够满足要求的。

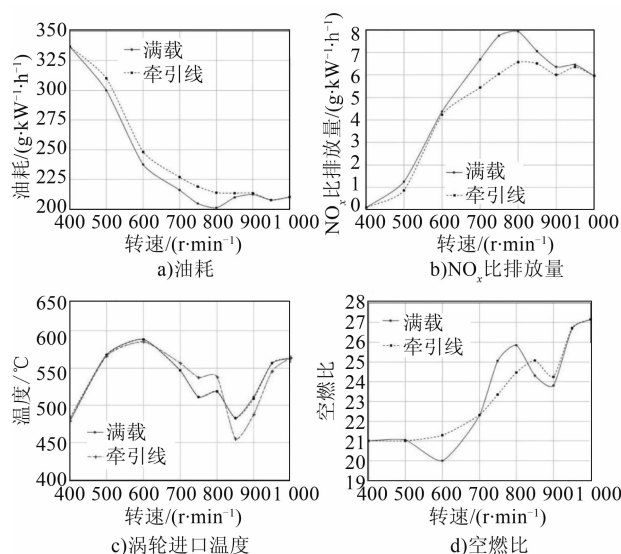


图 10 应用 VTG 技术的柴油机在不同转速下的性能参数变化

表 5 所示为应用 Miller + VTG 技术时柴油机标定工况下的主要性能参数。可见, 柴油机在实现功率提升 10% 时, NO_x 排放水平达到 Tier II 的要求, 主要性能参数在规定范围内。

表 5 应用 Miller + VTG 技术时柴油机
标定工况下主要性能参数

喷油始点 (ATDC) / ($^\circ$)	-13
转速 / ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	1 000
功率/kW	5 500
缸内空燃比	27.2
油耗 / ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	211.5
NO_x 比排放量 / ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	6
碳烟 / ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	1.00
涡轮进口温度/ $^\circ\text{C}$	570
最高燃烧压力/MPa	14.7

综合考虑柴油机的性能以及改进将带来的结构上的变化, 最终决定选用 Miller + VTG 方案。为了应用 Miller 技术, 须对凸轮型线进行重新设计, 如此对阀系动力学带来的影响也须重新计算。

3 阀系动力学验算

在 GT-Power 中采用修改后的进气阀升程曲线进行性能仿真计算, 结果满足排放要求。但更改型线后的凸轮有可能无法满足气阀动力学要求^[4], 因此, 应用 AVL-Excite 软件进行相关动力学仿真计算。建立凸轮轴动力学模型如图 11 所示。计算结果如图 12 ~ 14 所示。从弹簧的位移曲线来看, 弹簧未发生碰圈情况; 从气阀的位移和落座力、气阀弹簧受力、凸轮油膜和受力来看: 气阀不存在反跳, 凸轮和挺柱之间不存在飞脱, 整个运行过程未发现异常。表明凸轮型线设计符合要求。

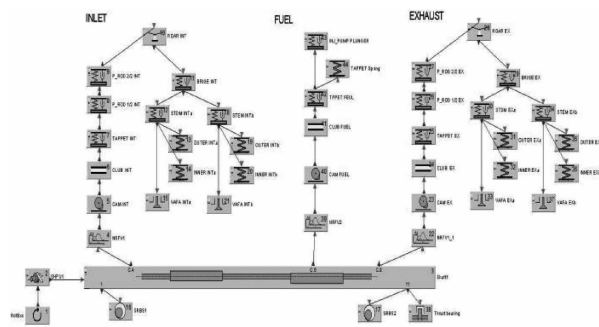


图 11 凸轮轴的动力学计算模型

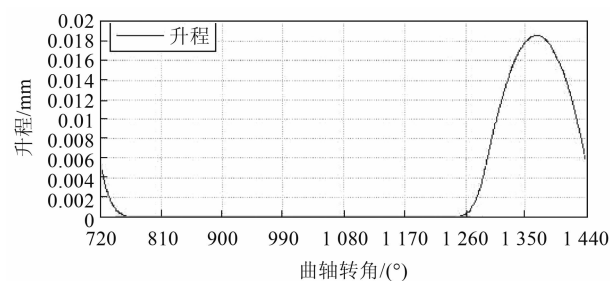


图 12 进气凸轮升程曲线

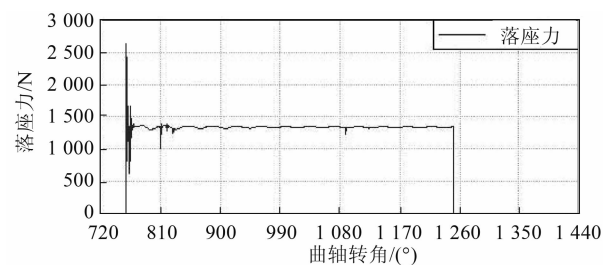


图 13 进气阀落座力曲线

(下转第 40 页)

在柴油机 5 个运行工况下对主轴承机座表面测点的振动信号进行了测试。对 1#、2#、3#档处的相应振动冲击进行均方根值和峰-峰值计算,每处冲击的分析长度为 1/6 周期,计算结果如表 1 所

示。可见,不同测点和不同运行工况下机座表面振动冲击的均方根值和峰-峰值均不同,在实际监测中,要同时考虑测点和柴油机运行工况的影响。

表 1 不同工况下机座表面振动冲击的均方根值和峰-峰值

工况	转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	89	114	130	128	137
	功率 P_e/kW	915	1 785	2 640	2 700	2 640
1#档机座均方根值		1.807 6	1.866 1	2.638 8	2.125 7	2.348 7
1#档机座峰-峰值		20.790 7	21.058 0	28.859 0	20.973 0	24.410 8
2#档机座均方根值		2.775 7	2.832 4	2.991 6	3.457 0	2.905 1
2#档机座峰-峰值		34.962 2	31.408 0	28.707 0	36.074 4	27.546 6
3#档机座均方根值		3.116 3	3.195 0	2.911 9	3.842 6	3.520 1
3#档机座峰-峰值		40.740 1	39.021 0	30.263 0	41.394 2	33.398 3

4 结论

对船用二冲程柴油机机座表面的振动测试与分析表明:缸内燃气爆发和较远档主轴承的冲击对本档主轴承处机座表面的振动影响较小。对各档主轴承座附近机座表面冲击振动进行监测可以了解各档主轴承的磨损状态,但要同时考虑柴油机运行工况和测点的影响。这与四冲程柴油机主轴承的振动监测方法非常相似。

检测中的应用 [J]. 铁道机车车辆, 2007 (B10): 79-81.

- [2] 胡以怀, 杨叔子, 刘永长, 等. 柴油机主轴承惯性的理论计算及诊断应用 [J]. 内燃机工程, 1999, 20 (1): 47-53.
- [3] 郭江华, 侯馨光, 陈国钧. 船舶柴油机故障诊断技术研究 [J]. 中国航海, 2005, 65 (4): 75-78.
- [4] 闵云平. 船舶柴油机在线监测与故障诊断系统研究 [J]. 中国水运 (理论版), 2007, 5 (6): 179-180.
- [5] 曹龙汉, 曹长修, 孙颖楷, 等. 柴油机故障诊断技术的现状及展望 [J]. 重庆大学学报 (自然科学版), 2001, 24 (6): 134-138.

参考文献

- [1] 刘金明, 刘厚军. 振动诊断技术在柴油机主轴承故障

(上接第 27 页)

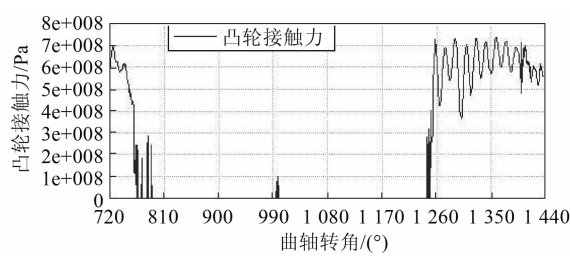


图 14 进气凸轮接触力曲线

4 结论

为了实现 Tier II 排放下 16RK270 型柴油机的功率等级提升,应用 GT-power 和 AVL-Excite 仿真软件对目前几种可行的技术方法进行了分析比较。考虑到改进效果以及结构变更程度,最终选用 Miller

循环加 VTG 技术,并结合匹配高压比增压器的方法,使该项目不仅满足了预期目标,同时最高燃烧压力和燃油经济性都得到了有效控制。

参考文献

- [1] 李翔, 任自中, 王新权, 等. 中速大功率柴油机应用米勒循环的仿真与试验研究 [J]. 柴油机, 2010, 32 (2): 21-22.
- [2] 许锋. 内燃机原理教程 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2005.
- [3] 袁帅, 王贺春, 李禹函, 等. EGR 技术对柴油机性能的影响 [J]. 应用科技, 2018 (3): 81-86.
- [4] 魏胜利, 王忠, 毛功平, 等. 基于米勒循环的配气凸轮型线设计 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2012 (5): 49-53.