

船用高速柴油机进气加湿技术仿真研究

Research of charge air humidification on high speed marine diesel engine

刘瑞, 平涛, 张东明

(中国船舶重工集团第七一一研究所)

摘要: 本文针对某船用高速柴油机, 通过 GT-power 分别对采用进气加湿和提高进气温度后, 目标机主要性能参数及 NOx 排放量的变化进行计算。对比分析进气加湿后, 进气含湿量、进气温度的变化对目标机各性能及排放参数的影响, 得知目标机采用进气加湿后, 各性能参数的变化主要由进气温度的提升造成。计算表明: 目标机 100% 工况采用进气加湿, 进气温度从 40℃ 提高至 80℃, 进气含湿量从 8.1g/kg 增加为 55.8g/kg 时, 其 NOx 排放量可降低 65.7%。

关键词: 船用柴油机; 进气加湿; NOx; GT-power

Abstract: Based on a high speed marine diesel engine, the effect of charge air humidification and higher intake air temperature on the engine's main performance characteristics and NOx are simulated via GT-power. By analyzing the influence of the variation of intake air humidity and temperature on engine performance after applying charge air humidification, we know the changes of engine's main performance characteristics are primarily due to the change of intake air temperature. On 100% load when intake air temperature changes from 40℃ to 80℃ and charge air humidity changes from 8.1g/kg to 55.8g/kg, the NOx emission can be reduced 65.7%.

Keyword: marine diesel engine; charge air humidification; NOx; GT-power

1 概述

随着社会各界对发电厂、车用发动机、工程机械等大气污染源排气污染物的严格控制, 目前船舶柴油机造成的空气污染已越来越突出。为有效降低船用柴油机造成的空气污染, 我国拟发行国家环境保护标准《船舶压燃式发动机排气污染物排放限制及测量方法》。该标准第一、二阶段的 NOx 排放量要求与 EPA Tier2、Tier3 相当。作为主要的 NOx 机内降排措施之一, 进气加湿约可降低船用柴油机 NOx 排放量的 60%^[1], 进气加湿或为未来我国内河船舶达标法规要求的技术手段之一。

进气加湿是对压缩机后的空气进行喷水加湿, 通过提高工质比热, 降低发动机燃烧温度, 进而减少 NOx 排放^[2]。进气加湿后, 发动机的进气温度及进气含湿量均发生变化, 试验过程中难以分别探究进气加湿后, 进气温度、进气含湿量的变化对发动机性能及 NOx 排放带来的影响。

本文针对某船用高速柴油机, 通过 GT-power 对进气加湿及提高进气温度后, 目标机各性能参数及 NOx 排放量的变化进行计算, 探究了进气加湿对目标机性能及 NOx 排放的影响, 对比分析计算结果, 研究了进气加湿后进气含湿量、进气温度的变化对目标机性能及 NOx 排放造成的影响, 其分析结果对进气加湿的实际应用具有重要的指导意义。

2 模型标定及仿真方案

2.1 仿真模型的标定

本文以某船用高速单缸机为研究对象，其主要参数如表 1 所示。建立目标柴油机的 GT-power 模型，如图 1 所示，燃烧模型为“DIJet”模型。根据前期目标机的性能试验结果，对目标柴油机负荷特性各工况进行标定，标定结果如表 2 所示。标定后，各工况模型的预测值与试验值相比，功率、最高爆发压力、燃油消耗率、NOx 排放量等参数的误差均在 2.5%内，但模型能否用于准确预测进气加湿后目标机各参数的变化，仍需做进一步验证。

参数名称/单位	参数值
缸径/mm	190
冲程/mm	230
单缸排量/L	6.52
压缩比	15
标定转速/r/min	1500
标定功率/kW	176

表 1 目标机主要技术参数

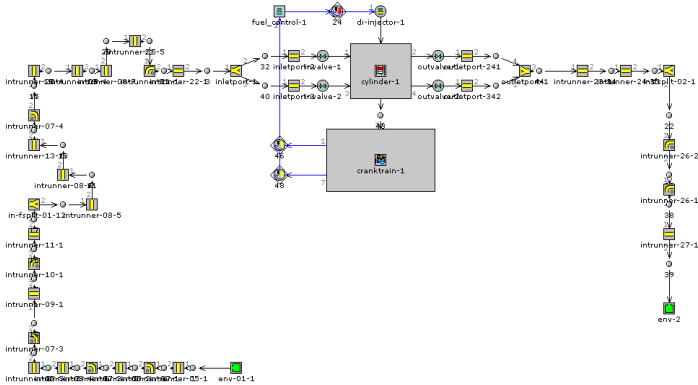


图 1 目标柴油机仿真计算模型

参数	单位	负荷特性			
		25%	50%	75%	100%
进气质量流量	偏差值 (%)	4.45	6.16	4.61	5.61
爆发压力	偏差值 (%)	-2.49	-1.35	-0.27	0.27
爆压位置	偏差值 (%)	-1.8	0.3	1.1	-0.6
油耗率	偏差值 (%)	0.35	0.04	-0.56	-0.04
NOx	偏差值 (%)	1.09	0.00	0.00	1.67

表 2 目标机预测值与试验值对比

调整目标机仿真模型的边界条件至进气加湿试验的各工况点，计算目标机各性能及排放参数的大小，结果发现仿真模型对试验机 25%、50% 工况进气加湿后 NOx 排放量的预测能力较差，误差约为 15%，油耗率也有一定的差距。但 75%、100% 工况 NOx 排放的预测误差在 5% 以内，75% 工况仿真值与进气加湿试验值的对比如表 3 所示。

表 3 75% 工况仿真值与进气加湿试验值对比

参数	单位	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
进气温度	℃	39.4	62.3	60.3	57.9	55.5
进气含湿	g/kg	10.1	8.7	13.8	16.2	17.7
爆发压力	偏差量 (%)	-1.28	-2.05	-1.38	-1.31	-1.51
油耗率	偏差量 (%)	0.68	1.35	2.20	1.79	1.31
缸盖排气温度	偏差量 (%)	2.88	1.93	2.36	1.45	1.36
NOx 排放量	偏差量 (%)	1.18	2.89	3.73	3.60	3.15

2.2 仿真方案确定

为准确模拟进气空气中的水蒸气参与发动机燃烧，GT-power 中主要通过进气工质中氮气、氧气、水蒸气等成分的质量分数的调整，控制进气空气的进气含湿量。进气含湿量大小由进气空气的温度、压力和相对湿度决定。根据前期进气加湿试验结果，进气加湿后进气空气的相对湿度约可至 70%，因此，计算过程中进气相对湿度设定为 70%。针对目标机 100% 工况，为分离出进气加湿过程中进气含湿量和进气温度的变化对目标机的影响，仿真方案如表 4 所示，仿真过程中目标机的进气压力和功率保持不变。相同进气温度下方案 1 与方案 2，目标机各参数之间的差异即为进气加湿后进气含湿量的变化对目标机的影响。

方案号	进气温度 (°C)	进气含湿量 (g/kg)
1	40-80°C, 以 10°C 为间隔依次增加	8.5
2	40-80°C, 以 10°C 为间隔依次增加	8.1、13.7、22.3、35.6、55.8

表 4 目标机 100% 工况仿真方案

3 模拟结果及分析

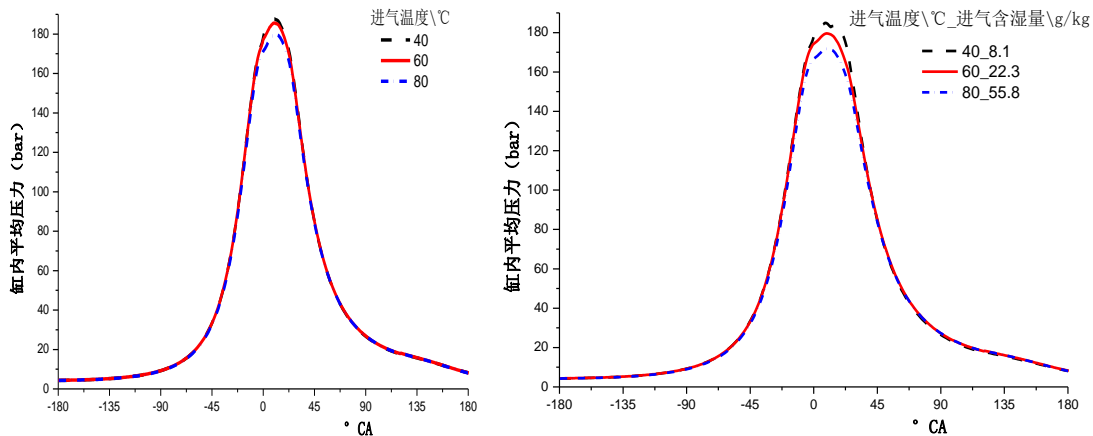


图 2 1500r/min, 176kW 目标机缸内压力随进气温度、进气加湿的变化

如图 2 所示, 进气温度从 40°C 提高 80°C 后, 喷油时刻缸内压力由 167.9bar 降为 162.8bar, 最高爆发压力从 187.8bar 降至 179.7bar, 这是由目标机进气压力保持不变, 进气温度提高后, 进气质量流量的下降造成的。进气加湿后, 喷油时刻缸内平均压力及最高爆发压力分别降低为 159.2bar 和 176.0bar。提高进气温度或进气含湿量, 目标机喷油时刻缸内压力和最高爆发压力均发生下降, 但进气加湿过程中, 进气温度对缸内压力的影响要更大些。

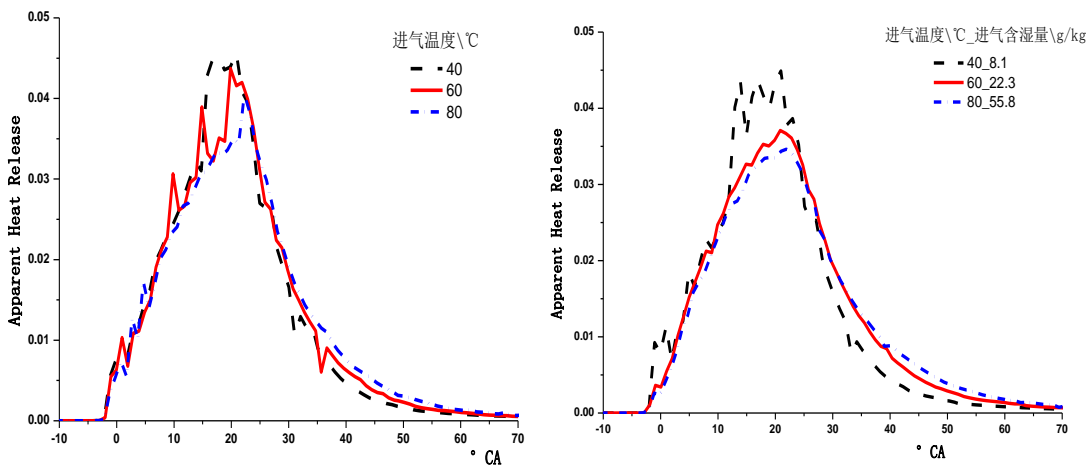


图 3 1500r/min, 176kW 目标机放热率随进气温度、进气加湿的变化

从图 3 可以看出, 提高进气温度后, 目标机扩散燃烧峰值下降, 燃烧持续期变长。进气加湿后, 目标机扩散燃烧峰值、燃烧持续期的变化趋势相同, 但变化量更加明显。进气温度为 40°C、60°C、

80℃时,着火延迟为 3.62℃A、3.52℃A、3.45℃A,进气加湿后,着火延迟变为 3.55℃A、3.53℃A、3.61℃A。提高进气温度或进气含湿量,目标机缸内放热率的扩散燃烧峰值、燃烧持续期的变化趋势相同,但着火延迟的变化趋势相反。

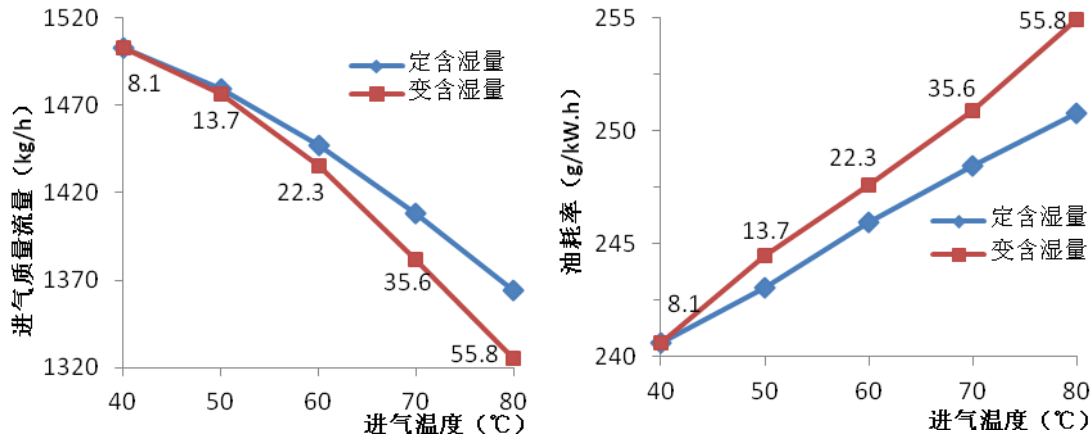


图 4 1500r/min,176kW 目标机进气质量流量、油耗率随进气温度、进气加湿的变化

(定含湿量: 8.5g/kg)

由图 4 可以看出,提高进气温度及进气含湿量后目标机进气质量流量的变化趋势相同,但其变化原因有所不同。进气温度提高后,目标机的进气质量流量下降是因为进气压力不变,提高温度后工质的密度降低造成的。进气含湿量增加,进气质量流量的降低则是由相同体积的水蒸气质量小于空气造成的。另外,进气温度、进气加湿量上升,试验机的油耗率均发生上升,油耗率的上升与进气质量流量的变化息息相关。相同进气温度下,对比各工况点可知,进气加湿后,进气温度的变化对进气质量流量、油耗率的影响更大。

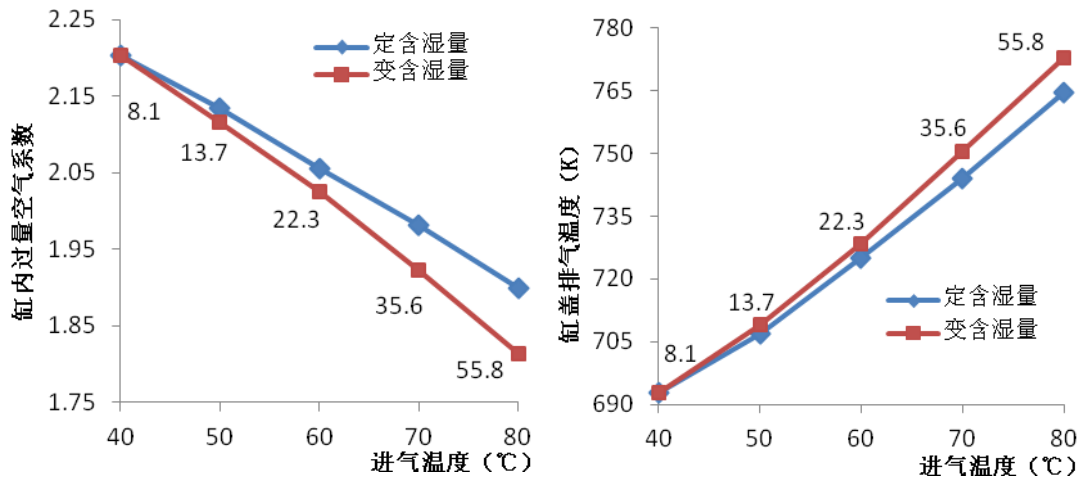


图 5 1500r/min,176kW 目标机缸内过量空气系数、缸盖排气温度随进气温度、进气加湿的变化(定

含湿量: 8.5g/kg)

由图 4 可知,提高进气温度或进气加湿后,目标机进气质量流量下降而油耗率上升,所以如图 5 所示,提高进气温度或进气加湿后,缸内过量空气系数降低。进气加湿后进气温度的变化对缸盖排气温度的影响远大于进气含湿量的影响。提高进气温度、进气含湿量,目标机缸内过量空气系数、缸盖排气温度的变化趋势一致,但采用进气加湿后,进气温度的变化对缸内过量空气系数、缸盖排

气温度的影响要更大。

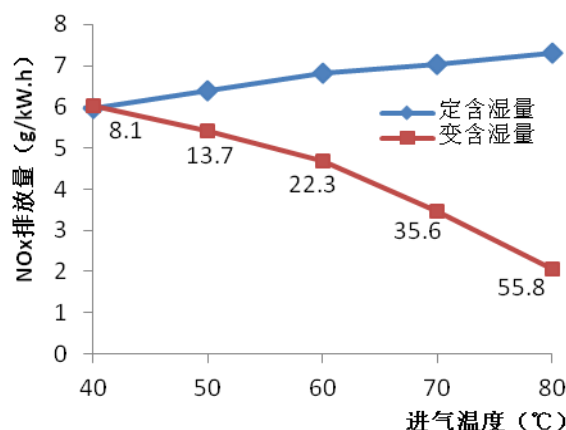


图 6 目标机 100% 工况 NOx 变化量随进气温度、进气加湿的变化
(定含湿量: 8.5g/kg)

由图 6 可知, 进气温度从 40°C 增加到 80°C 时, 目标机 NOx 排放量增加约 25.8%。采用进气加湿后, 虽然进气温度同样从 40°C 增加到 80°C, 但由于进气含湿量的增加, NOx 排放量依然发生下降。当进气温度为 80°C, 进气含湿量为 55.8g/kg 时, 目标机的 NOx 降低量为 65.7%。

4 小结

- 1) 增加进气温度或进气含湿量, 目标机的扩散燃烧峰值及燃烧速率均减小, 但它们对着火延迟的影响趋势相反。进气加湿过程中进气温度的变化对目标机燃烧过程的影响要大于进气含湿量。
- 2) 进气温度、进气含湿量的增加对目标机进气质量流量、油耗率、缸内过量空气系数、缸盖排气温度等性能参数的影响趋势相同, 但进气加湿过程中, 进气温度的变化对目标机性能参数的影响更大, NOx 排放量则主要受进气含湿量变化的影响。因此, 提高加湿系统的效率, 获得更高的进气相对湿度, 可在获得相同 NOx 降低量的同时对发动机性能参数带来较小的影响。
- 3) 采用进气加湿后, 虽然进气温度有所提升, 但由于进气含湿量的增加, 目标机 NOx 排放量依然发生下降。进气加湿后进气温度从 40°C 提高至 80°C, 进气含湿量从 8.1g/kg 增加为 55.8g/kg 时, 目标机 NOx 排放量约降低 65.7%。

参考文献

- [1] Georg T, Dirk T, Stephan, et al. Sailing towards IMO Tier III – Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines[C]. CIMAC. 2010. Paper No. 274.
- [2] 李斌. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社. 2008.
- [3] Gamma Technologies. GT-power V7.0.0-Engine Performance Application Manual[R], 2009.