

基于模型预测的电辅助涡轮增压柴油机空气 系统优化控制研究

于海鹏, 宋 康, 谢 辉

(天津大学 内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

Research on Optimal Control of Air System of Diesel Engine with ETurbo Based on Model Prediction

YU Haipeng, SONG Kang, XIE Hui

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: An online optimal control algorithm for electrically assisted turbocharger (eTurbo) was proposed for a diesel engine equipped with eTurbo and high pressure exhaust gas recirculation (EGR) to achieve a multi-objective optimization; the minimum fuel and power consumptions and the minimum tracking error of intake oxygen concentration. According to the target values of intake oxygen concentration and boost pressure, EGR valve opening and power for compressor were adjusted based on the active disturbance rejection method. The compressor power demand was distributed between turbine and motor based on the model predictive control (MPC) to realize the best trade-off among engine fuel consumption, electric consumption, and EGR mass flow. The results of the simulation based on the GT-SUITE/Simulink platform show that under the FTP-75 driving cycle, compared with the traditional turbocharged diesel engine, the boost pressure tracking error of the eTurbo diesel engine is improved by 87.20%, the intake oxygen concentration tracking error increases by 1.93% and the fuel economy is improved by 0.82%, verifying the effectiveness of the proposed optimal control algorithm.

摘要: 针对配备电辅助涡轮增压器 (electrically assisted turbocharger, eTurbo) 和高压废气再循环 (exhaust gas recirculation, EGR) 的发动机的油耗和电耗最低、进气氧浓度跟踪误差最小等多目标优化问题, 提出了一种 eTurbo 在线优化控制算法: 根据目标进气氧浓度和增压压力, 采用自抗扰方法调节 EGR 阀的开度和压气机需求功率; 然后采用模型预测控制 (model predictive control, MPC) 算法, 在线将压气机的需求功率分配给涡轮机和电机, 以实现发动机油耗、电能消耗和进气氧浓度跟踪误差的最佳折中。在 GT-SUITE/Simulink 平台上的仿真结果表明: 在 FTP-75 驾驶循环下, 相比于传统增压柴油机, eTurbo 柴油机在该优化算法控制下, 增压压力的跟踪误差减小 87.20%, 进气氧浓度的跟踪误差增加 1.93%, 发动机等效比油耗改善 0.82%, 验证了该方法的有效性。

关键词: 电辅助涡轮增压器; 柴油机; 模型预测控制; 自抗扰控制

Key words: electrically assisted turbocharger (eTurbo); diesel engine; model predictive control (MPC); active disturbance rejection control

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2018.04.007

中图分类号: TK421.8

文献标识码: A

收稿日期: 2017-11-15

修回日期: 2018-01-16

作者简介: 于海鹏 (1991—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为发动机控制, E-mail: yuhaipeng@tju.edu.cn;

谢 辉 (通信作者), E-mail: xiehui@tju.edu.cn。

0 概述

废气涡轮增压技术可回收废气能量用以增加进气密度,从而提高发动机的功率密度。在发动机变工况过程中,因增压器的机械惯性和进排气管路的容积效应,增压压力的响应速度较慢,由此造成发动机转矩响应滞后,并影响发动机的油耗和排放^[1]。在发动机高负荷工况下,为了避免过度增压,通常需要打开增压器的放气阀或开大可变截面涡轮(variable geometry turbocharger, VGT)的喷嘴环开度(以下简称 VGT 开度),这会造成废气能量的浪费。

电辅助涡轮增压(electrically assisted turbocharger, eTurbo)技术为该问题提供了一种有效的解决方案。eTurbo 中配备一个与传统增压器同轴串联的高速电机。当实际增压压力低于目标值时,电机可工作在电辅助模式,进而与涡轮机一起驱动压气机旋转,以加快增压压力和发动机转矩的响应^[2-3]。快速的发动机转矩响应还有助于实现发动机的小型化和低速化^[4-5],由此进一步降低油耗。当发动机工作在高转速高负荷时,电机可工作于发电机模式,将部分废气能量转化为电能存储在电池中,用于后续的电辅助,从而改善发动机对余热能量的利用率^[6]。

eTurbo 的压气机有两个功率源,即电机和涡轮机。在一定的压气机需求功率下,降低电机功率,则需提高涡轮机功率。为此,VGT 开度需减小,导致涡前压力和泵气损失增加,造成整机油耗恶化。反之,若提高电机功率,则电能消耗增加,同时 VGT 开度增大,使得涡前压力降低,发动机经济性改善^[7]。此外,VGT 开度的增加还会造成高压废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)阀前后的压差变小,进而影响进气的氧浓度及氮氧化物的排放。即 eTurbo 系统中存在复杂的相互影响关系,涡轮机和电机的功率分配(通过改变 VGT 开度来调节)会同时影响发动机油耗、进气氧浓度及电能的平衡。现有研究表明,VGT 开度在 60%附近时,增压器效率最高,但是该最优开度随发动机工况点的变化而改变^[4]。

针对上述 eTurbo 的优化问题,文献[5]提出了分别面向加速能力最大化和油耗最低的动态规划方法。文献[7]提出了采用序列二次规划方法,求解面向油耗最低的最优 VGT 开度的方法。但文献[5]和文献[7]中的优化算法均未考虑 eTurbo 对 EGR 的影响。文献[8]针对 VGT 和 EGR 的耦合问题设计了滑模控制器,但未考虑电池的能量平衡问题。文献[9]以最低瞬态油耗最小为目标,优化求解电机功率、VGT 开度和 EGR 阀开度,但忽略了 VGT 开度对涡轮机效率

的影响。之后,文献[10]提出了一种两级能量管理策略,第一级优化得到涡前压力、增压压力和压气机质量流量的目标 MAP 图,第二级控制器实现目标值跟踪,但目标值 MAP 图需要大量的离线标定。综上,为充分发挥 eTurbo 对发动机性能的改善潜力,需要一种标定简单的在线优化算法,同时考虑功率分配对油耗、电耗及进气氧浓度的影响关系,实现最佳折中。

为此,本文首先建立了一台 6.7 L 电辅助涡轮增压柴油机的 GT-SUITE 仿真平台。基于该平台系统分析了不同的电机和涡轮机功率分配对发动机油耗、电耗和进气氧浓度的影响;建立了涡前压力和进气氧浓度动态模型;设计了基于模型预测控制(model predictive control, MPC)的 eTurbo 在线优化控制算法;评估了优化控制算法在发动机负载阶跃和 FTP75 驾驶循环下增压压力和平均进气氧浓度跟踪误差的改善情况及节油潜力。设计 MPC 算法时,首先采用自抗扰控制方法通过调节 EGR 阀开度和压气机需求功率,实现增压压力和进气氧浓度的跟踪控制;其次基于 Pontryagin 最小值原理在线将压气机需求功率分配涡轮机和电机,以降低等效油耗率(油耗和电耗),并减小进气氧浓度跟踪误差。本研究所设计的基于模型预测的电辅助涡轮增压柴油机空气系统优化控制算法对 eTurbo 的工业应用具有一定的参考价值。

1 一维仿真模型的建立及验证

本文以一台配备 EGR 的 V 形 8 缸涡轮增压柴油机为基础,其性能参数如表 1 所示。在原机增压器的压气机和涡轮机中间串联高速电机,改装成电辅助涡轮增压柴油机。高速电机参数如表 2 所示,发动机结构如图 1 所示。

表 1 柴油机主要技术参数

项目	参数
排量/L	6.7
压缩比	16.2
缸径/mm×行程/mm	99×108
最大扭矩/(N·m)	1 166(2 600 r/min)
标定功率/kW	328(2 800 r/min)

表 2 eTurbo 系统主要技术参数

项目	参数
转速/(r·min ⁻¹)	0~140 000
标定功率/kW	22
工作电压/V	200~400
标定电压/V	230
电池容量/Ah	10

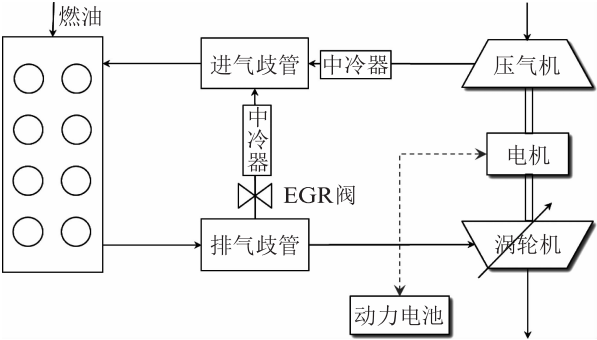


图 1 电辅助涡轮增压柴油机结构图

针对该柴油机,建立了如图 2 所示的 GT-SUITE 一维仿真模型。

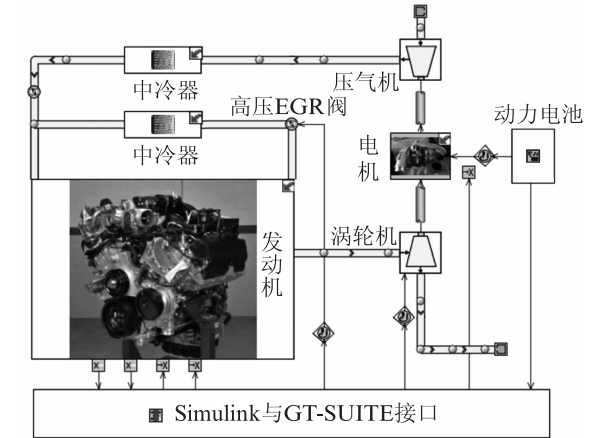


图 2 GT-SUITE 仿真模型结构图

采用 FTP-75 驾驶循环试验数据(未使能 eTurbo 的电机功能),验证了 GT-SUITE 模型对增压压力、涡轮前压力、增压器转速及压气机质量流量的预测准确性,结果如图 3 所示。

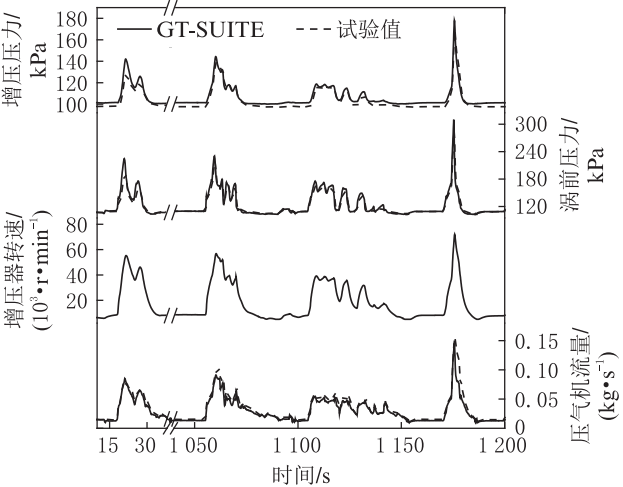


图 3 基于 FTP75 驾驶循环的 GT-SUITE 模型验证

整个驾驶循环中模型的预测偏差结果如表 3 所示,证明了模型有较高的预测准确度。

表 3 GT-SUITE 模型误差评估

项目	GT-SUITE 模型误差
增压压力	99.2%的采样点误差<5 kPa
涡轮前压力	97.1%的采样点误差<10 kPa
压气机流量	96.7%的采样点误差<0.01 kg/s
功率输出	与试验值相比,相对误差为 6.7%

2 eTurbo 柴油机空气系统的优化控制问题

在开环控制模式下,研究涡轮机和电机的功率分配(以下简称功率分配)对发动机经济性、电能消耗及进气氧浓度的影响。

定义发动机和电池的系统功率(以下简称系统功率)如下:

$$P_{\text{sys}} = \begin{cases} P_{\text{Eng}} - \frac{P_{\text{E}}}{\eta_{\text{dis}}}, & P_{\text{E}} \geq 0 \\ P_{\text{Eng}} - P_{\text{E}} \eta_{\text{cha}}, & P_{\text{E}} < 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中, P_{sys} 为系统功率; P_{Eng} 为发动机功率; P_{E} 为电机功率(电辅助模式下为正,发电机模式下为负); η_{dis} 为电池放电效率; η_{cha} 为电池充电效率。

固定发动机转速为 1 800 r/min,循环喷油量为 30 mg,保持增压压力和进气氧浓度稳定。调节 VGT 开度,以遍历不同的功率分配下系统功率的变化。如图 4 所示,对于传统 VGT-EGR 发动机,VGT 开度(u_{VGT})小于 30%,其主要目的是满足增压压力的需求,并保证涡轮机有较快的瞬态响应,但过小的 VGT 开度降低了涡轮机的效率^[4]。

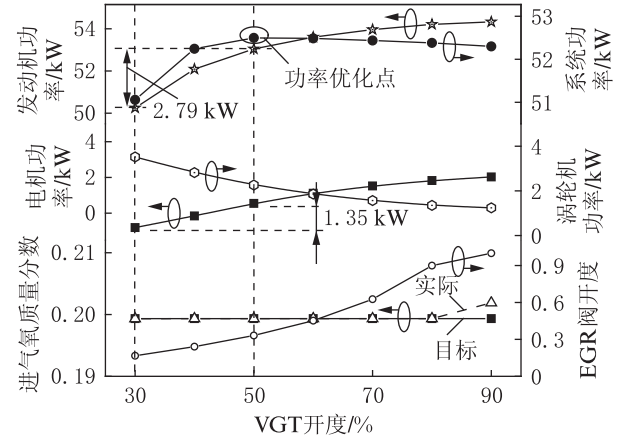


图 4 电机和涡轮机功率分配对系统效率的影响

对于 eTurbo 发动机,随电机功率的增大,对涡轮机的功率需求降低,VGT 开度随之增大,发动机泵气损失显然降低,故发动机输出功率明显提高。由图 4 可知,当 VGT 开度从 30%增加到 50%时,发动机功率增加了 2.79 kW,电池功率增加了 1.35 kW,系统输出功率逐渐增加,在 50% VGT 开度时,系统

功率达到最高值。VGT 开度太低,则泵气损失高,发动机功率输出低;VGT 开度太大,则电功率消耗大,不利于电池剩余电量(state of charge, SOC)平衡。此外,过大的 VGT 开度($> 80\%$)还会通过 EGR 阀前后压差影响 EGR 质量流量,进而影响进气氧浓度和氮氧化物的排放^[8]。

因此,以系统功率为评价指标,将 50% VGT 开度对应的功率分配作为最佳功率分配。在求解功率分配过程中,需同时兼顾电能消耗、发动机油耗和进气氧浓度的变化。

3 控制器设计

3.1 eTurbo 柴油机空气系统优化控制架构

针对前文所述控制问题,提出如图 5 所示的两级控制架构。气路控制根据目标增压压力和目标进气氧浓度,计算所需 EGR 阀开度和压气机需求功率(第一级控制)。以实现电能消耗、发动机油耗和进气氧浓度跟踪误差的最佳折中为目标,能量管理模块在增压器功率平衡约束下,在线将压气机需求功率分配给涡轮机和电机。扩张状态观测器(extend state observer, ESO)用于观测进气氧浓度模型与实际物理量之间的偏差,补偿预测模型偏差。

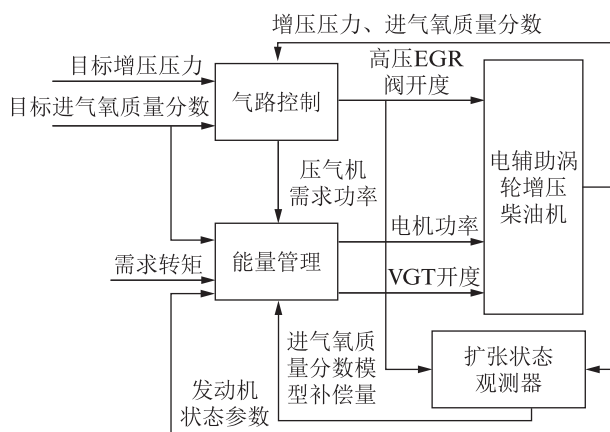


图 5 eTurbo 柴油机空气系统两级控制架构

将最佳功率分配问题等效为令式(2)所示的代价函数最小化问题。

$$J = \int_{t_0}^{t_0+N\Delta t} \left[\frac{\dot{m}_f^{\text{des}}(t) P_{\text{Eng}}^{\text{des}}(t)}{P_{\text{Eng}}^{\text{des}}(t) - \xi P_{\text{E}}^{\text{des}}(t)} + Q_1 (X_{\text{Oim}}^{\text{des}}(t) - X_{\text{Oim}}(t))^2 + R_1 (\dot{P}_{\text{E}}^{\text{des}}(t))^2 + R_2 (\dot{u}_{\text{VGT}}(t))^2 \right] dt \quad (2)$$

式中, J 为优化目标; $\dot{m}_f^{\text{des}}$ 为发动机目标喷油量; $P_{\text{Eng}}^{\text{des}}(t)$ 为发动机期望功率; $P_{\text{E}}^{\text{des}}(t)$ 为电机期望功率;

$\frac{\dot{m}_f^{\text{des}}(t) P_{\text{Eng}}^{\text{des}}(t)}{P_{\text{Eng}}^{\text{des}}(t) - \xi P_{\text{E}}^{\text{des}}(t)}$ 为考虑了发动机功率和电功率的等效燃油消耗量; $X_{\text{Oim}}^{\text{des}}(t)$ 为期望进气氧质量分数; $X_{\text{Oim}}(t)$ 为实际进气氧质量分数; $(X_{\text{Oim}}^{\text{des}}(t) - X_{\text{Oim}}(t))^2$ 用于避免因电辅助造成的进气氧质量浓度过量; u_{VGT} 为 VGT 开度; $R_1 (\dot{P}_{\text{E}}^{\text{des}}(t))^2$ 和 $R_2 (\dot{u}_{\text{VGT}}(t))^2$ 用于避免执行器的振荡; ξ 为在线调整参数,随 SOC 的降低而增大,以降低电机功率在涡轮机与电机功率之和中的比例,避免 SOC 过低,如图 6 所示; t 为时间, $t \in [t_0, t_0 + N\Delta t]$; t_0 为积分起始点; $\Delta t = 20$ ms 为采样周期; $N\Delta t = 500$ ms 为预测时域; Q_1 、 R_1 和 R_2 为待整定的权重系数。下面具体介绍控制中所考虑的系统动态及控制算法的设计。

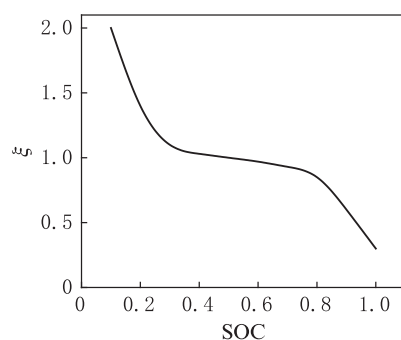


图 6 ξ 随 SOC 变化曲线

3.2 空气系统动态方程

针对式(2)中的优化指标,将涡前压力和进气氧浓度两个关键动态模型作为约束条件。增压压力、进气氧质量分数、排气氧质量分数和 SOC 及增压器转速在本研究中为可测变量。根据理想气体状态方程和质量守恒原理,涡前压力和进气氧浓度满足如下微分方程:

$$\begin{cases} \dot{p}_3 = \frac{RT_3}{V_3} (\dot{m}_{\text{Eng}} + \dot{m}_f - \dot{m}_{\text{EGR}} - \dot{m}_T) \\ \dot{X}_{\text{Oim}} = \frac{1}{m_2} (\dot{m}_C X_{\text{Oair}} + \dot{m}_{\text{EGR}} X_{\text{Oem}} - \dot{m}_{\text{Eng}} X_{\text{Oim}}) \end{cases} \quad (3)$$

式中, p_3 为涡前压力; R 为理想气体常数; T_3 为涡前温度; V_3 为排气歧管容积; $\dot{m}_{\text{Eng}}$ 、 $\dot{m}_f$ 、 $\dot{m}_{\text{EGR}}$ 和 $\dot{m}_T$ 分别为发动机进气量、燃油质量流量、EGR 质量流量和涡轮机质量流量; m_2 为进气歧管内的气体质量; X_{Oair} 和 X_{Oem} 为空气氧质量分数和排气氧质量分数。式(3)中各质量流量子模型简述如下。

EGR 质量流量 $\dot{m}_{\text{EGR}}$ 和涡轮机质量流量 $\dot{m}_T$ 按照孔板流量方程建模^[11],如式(4)所示:

$$\dot{m}_{\text{EGR}} = A_{\text{EGR}} (u_{\text{EGR}}) \frac{p_3}{\sqrt{RT_3}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\gamma_1}} \quad (4)$$

$$\dot{m}_T = A_{VGT}(u_{VGT}) \frac{p_3}{\sqrt{RT_3}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\mu_2}} \quad (5)$$

式中, u_{EGR} 为 EGR 阀开度; $A_{EGR}(u_{EGR})$ 为 EGR 阀有效流通截面积; u_{VGT} 为 VGT 开度; $A_{VGT}(u_{VGT})$ 为 VGT 喷嘴环有效流通截面积; p_2 为增压压力; p_4 为涡后压力; μ_1 和 μ_2 为待标定系数。

采用速度密度法建立发动机充气量模型^[11], 可计算得到 $\dot{m}_{Eng}$ 为:

$$\dot{m}_{Eng} = \eta_c \frac{p_2 V_d}{RT_2} \frac{N_{Eng}}{120} \quad (6)$$

式中, η_c 为充气效率; V_d 为气缸容积; T_2 为进气歧管温度; N_{Eng} 为发动机转速。

压气机质量流量模型^[12]如式(7)所示:

$$\dot{m}_C = \frac{A_1 C_d p_1}{\sqrt{RT_1}} \phi \quad (7)$$

式中, $\dot{m}_C$ 为压气机质量流量; A_1 为压气机流通截面积; C_d 为流量系数; p_1 为压气机入口压力; ϕ 为流动系数, $\phi = f_1(\omega_T, p_2, p_1, T_1)$, 其中 ω_T 为增压器转速; T_1 为压气机入口温度。

压气机功率 P_C 模型^[12]如式(8)所示:

$$P_C = \dot{m}_C U_{ex,C} C_{\theta,ex,c} \quad (8)$$

式中, $C_{\theta,ex,c} = f_2(\omega_T, \dot{m}_C, p_1, T_1)$, 为压气机出口切向速度; $U_{ex,C}$ 为叶片尖部速度。

涡轮机功率模型^[13]如式(9)所示:

$$\eta_T P_T^{is} = \dot{m}_T U_{inT} C_{inT} \cos(\alpha_{VGT}) \quad (9)$$

式中, η_T 为涡轮机效率; P_T^{is} 为涡轮机等熵功率; U_{inT} 为涡轮机叶片尖部速度; $\alpha_{VGT} = f_3(u_{VGT})$ 为 VGT 叶片角度; $C_{inT} = f_4(u_{VGT}, p_3, p_4, \dot{m}_T)$ 为叶片尖部速度的切向分量。因此, 可以得到:

$$P_T = \eta_T P_T^{is} - P_{loss} \quad (10)$$

式中, $P_{loss} = f_5(\omega_T, p_3, p_2)$ 为增压器的功率损失^[13]; P_T 为涡轮机有效功率。

考虑发动机泵气损失、摩擦损失和燃烧损失, 可以得到发动机功率模型^[14]如式(11)所示:

$$P_{Eng} = f_6(N_{Eng}, \dot{m}_f, p_2, p_3) \quad (11)$$

对式(11)求逆, 可得燃油质量流量:

$$\dot{m}_f = f_7(P_{Eng}, N_{Eng}, p_2, p_3) \quad (12)$$

3.3 基于自抗扰的气路控制设计

气路控制采用自抗扰控制方法^[15], 通过调整压气机需求功率实现增压压力跟踪控制, 通过调整 EGR 阀的开度实现进气氧浓度跟踪控制。

根据式(3)中进气氧浓度动态方程得到:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{Oim} &= \frac{1}{m_2} [\dot{m}_C X_{Oair} - (\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_C + \Delta\dot{m}_{Eng}) X_{Oim} + \\ &\quad (\dot{m}_{EGR} + \Delta\dot{m}_{EGR}) X_{Oem}] \\ &= b_{O2} \dot{m}_{EGR} - a_{O2} X_{Oim} + f_{O2} \end{aligned} \quad (13)$$

式中, $\dot{m}_{EGR}$ 和 $\dot{m}_C$ 分别为对应的模型估计值; $\Delta\dot{m}_{Eng}$ 和 $\Delta\dot{m}_{EGR}$ 分别为模型估计值与实际物理量之间的偏差;

$b_{O2} = \frac{X_{Oem} - X_{Oim}}{m_2}$; $a_{O2} = \frac{\dot{m}_C}{m_2}$; f_{O2} 为不确定性, $f_{O2} =$

$\frac{1}{m_2} [\dot{m}_C X_{Oair} - \Delta\dot{m}_{Eng} X_{Oim} + \Delta\dot{m}_{EGR} X_{Oem}]$ 。将 f_{O2} 值作为一个不确定状态, 式(13)改写如下:

$$\begin{cases} \dot{X}_{Oim} = b_{O2} \dot{m}_{EGR} - a_{O2} X_{Oim} + f_{O2} \\ \dot{f}_{O2} = h_{O2} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Eh_{O2} \\ y = Cx \end{cases} \quad (14)$$

式中, $A = \begin{bmatrix} -a_{O2} & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} b_{O2} \\ 0 \end{bmatrix}$, $C = [1 \quad 0]$, $E =$

$\begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$; $x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$; $x_1 = X_{Oim}$; $x_2 = f_{O2}$; $u = \dot{m}_{EGR}$; $y =$

X_{Oim} ; $h_{O2} = \dot{f}_{O2}$ 为未知项。由此建立 ESO:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C\hat{x} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{\hat{x}} = (A - LC)\hat{x} + [B \quad L] \begin{bmatrix} u \\ y \end{bmatrix} \\ \hat{y} = C\hat{x} \end{cases} \quad (15)$$

式中, $L = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \end{bmatrix}$; $A - LC = \begin{bmatrix} -a_{O2} - \beta_1 & 1 \\ -\beta_2 & 0 \end{bmatrix}$; β_1, β_2 为待

整定参数。采用极点配置法降低参数整定难度^[16], 得到待整定参数 β_1, β_2 :

$$\begin{cases} \beta_1 = 2\omega_o - a_{O2} \\ \beta_2 = \omega_o^2 \end{cases} \quad (16)$$

ESO 收敛后, $\hat{x}_1$ 逼近 x_1 , 即 $\hat{X}_{Oim}$ 逼近 X_{Oim} , 同理 $\hat{f}_{O2}$ 逼近 f_{O2} , f_{O2} 可以被实时观测。由式(13)得到控制率 u , 如下:

$$u = \dot{m}_{EGR} = \frac{-\hat{x}_2 + a_{O2} x_1 + u_0}{b_{O2}} \quad (17)$$

式中, u_0 定义如下:

$$\dot{X}_{Oim} = u_0 + (f_{O2} - \hat{f}_{O2}) \approx u_0 \quad (18)$$

由此, 得到一个简化的比例控制器, 如下:

$$u_0 = k_p (X_{Oim}^{des} - X_{Oim}) \quad (19)$$

式中, k_p 为待整定参数。由此, 求得 u_0 后, 再代入式(17)即可得到 $\dot{m}_{EGR}$, 对式(4)求逆得到 u_{EGR} 。

增压压力跟踪控制器类似氧浓度跟踪控制器设计方法,根据理想气体状态方程,得到增压压力动态方程如下:

$$\dot{p}_2 = \frac{RT_2}{V_2}(\dot{m}_C + \dot{m}_{\text{EGR}} - \dot{m}_{\text{Eng}}) \quad (20)$$

将式(6)和式(8)代入式(20),得到:

$$\dot{p}_2 = \frac{RT_2}{V_2} \left(\frac{P_C}{U_{\text{ex,C}} C_{\theta,\text{ex,C}}} + \dot{m}_{\text{EGR}} - \eta_c \frac{p_2 V_d}{RT_2} \frac{N_{\text{Eng}}}{120} \right) \quad (21)$$

将 $1/C_{\theta,\text{ex,C}}$ 简化为 $\theta_0 + \Delta\theta$, 则得到:

$$\begin{aligned} \dot{p}_2 &= \frac{RT_2}{V_2} \frac{P_C}{U_{\text{ex,C}}} (\theta_0 + \Delta\theta) + \frac{RT_2}{V_2} \dot{m}_{\text{EGR}} - \eta_c \frac{V_d}{RT_2} \frac{N_{\text{Eng}}}{120} \\ &= b_{p2} P_C - a_{p2} p_2 + f_{p2} \end{aligned} \quad (22)$$

式中, $b_{p2} = \frac{RT_2}{V_2 U_{\text{ex,C}}} \theta_0$; $a_{p2} = \eta_c \frac{V_d}{RT_2} \frac{N_{\text{Eng}}}{120}$; f_{p2} 为不确定性, $f_{p2} = \frac{RT_2}{V_2} \dot{m}_{\text{EGR}} + \frac{RT_2}{V_2} \frac{P_C}{U_{\text{ex,C}}} \Delta\theta$ 。后续的设计步骤与进气氧浓度控制器类似,由此得到压气机需求功率 $P_C^{\text{des}} = P_C$ 。

3.4 基于模型预测的能量管理设计

第二级控制,采用 Pontriagin 最小值原理,使式(2)最小化,并满足系统的动态方程(3)和增压器功率平衡方程(23)的约束:

$$P_E^{\text{des}} = P_C^{\text{des}} - P_T \quad (23)$$

为补偿式(3)中由于 $\dot{m}_{\text{Eng}}$ 和 $\dot{m}_{\text{EGR}}$ 建模不准确性,及外部的未知干扰对 X_{Oim} 估计带来的影响,将其等效为总扰动 f_{O_2} 。令 $\mathbf{X}(t) = [p_3, X_{\text{Oim}}]$, 将式(4)~式(7)和式(12)代入式(3),得到:

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{g}(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{\text{O}_2}(t), \mathbf{s}(t)) \quad (24)$$

式中, $\mathbf{s}(t)$ 为发动机状态参数。

令式(2)中的 $P_{\text{Eng}}^{\text{des}} = P_{\text{Eng}}$, $\dot{m}_{\text{f}}^{\text{des}} = \dot{m}_{\text{f}}$, 分别根据式(11)和式(12)计算得到,再将式(9)、式(10)和式(23)代入式(2)中的 P_E^{des} 得到 $L(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{\text{O}_2}(t), \mathbf{s}(t))$, 进而得到如下 Halmilton 函数:

$$\begin{aligned} H(\mathbf{X}, u_{\text{VGT}}, f_{\text{O}_2}, \boldsymbol{\lambda}, \mathbf{s}) &= L(\mathbf{X}, u_{\text{VGT}}, f_{\text{O}_2}, \mathbf{s}) \\ &+ \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{g}(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{\text{O}_2}(t), \mathbf{s}(t)) \end{aligned} \quad (25)$$

式中, $\boldsymbol{\lambda} \in \mathbb{R}^2$, 为 Lagrange 系数。根据 Pontryagin 极小值原理,可以得到如下方程:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{g}(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{p2}(t), \mathbf{s}(t)) \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}}(t) = -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}}(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{p2}(t), \boldsymbol{\lambda}(t), \mathbf{s}(t)) \\ \frac{\partial H}{\partial u_{\text{VGT}}}(\mathbf{X}(t), u_{\text{VGT}}(t), f_{p2}(t), \boldsymbol{\lambda}(t), \mathbf{s}(t)) = 0 \end{cases} \quad (26)$$

采用文献[17]中所设计的 C/GMRES 算法求解式(26)得到最优 VGT 开度,然后根据式(9)和式(10)估算涡轮机功率,再根据式(23)得到电机目标功率。

4 算法验证

定义等效油耗率 E_{BSFC} 如下:

$$E_{\text{BSFC}} = \frac{\int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_{\text{f}} dt}{W_{\text{Eng}} - \frac{1}{\eta_{\text{dis}}} W_{\text{E}}^{\text{a}} + \eta_{\text{cha}} W_{\text{E}}^{\text{r}}} \quad (27)$$

式中, W_{Eng} 、 W_{E}^{a} 和 W_{E}^{r} 分别为发动机输出能量、电机输出能量和回收能量。

4.1 VGT 开度优化准确性验证

首先,发动机运行在 1 600 r/min、400 N·m 工况下,采用上文设计的控制器寻找最优 VGT 开度,与采用数值搜索方法得到的最优开度进行对比,结果如图 7 所示。从图中可以看到:数值搜索最优开度为 56.5%,使能进气氧浓度不确定性观测补偿的优化算法求解最优开度为 57.0%,与数值搜索相差 0.5%;未使能进气氧浓度不确定性观测补偿优化算法得到的最优开度是 50.0%,与数值搜索相差 6.5%。由此可见,MPC 控制器可以有效求解最佳 VGT 开度,且 ESO 对进气氧浓度动态模型起到了补偿作用。

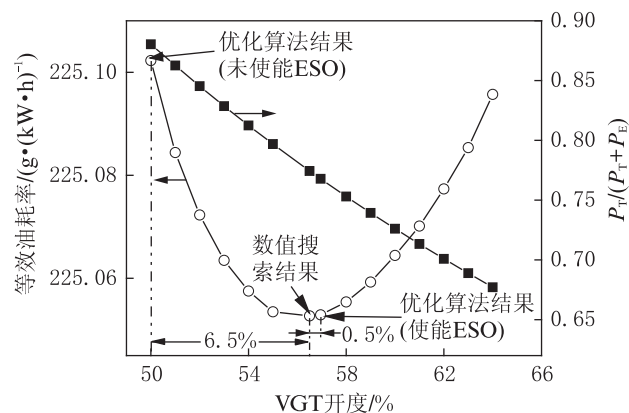


图 7 最低等效油耗优化求解算法验证

4.2 瞬态优化效果验证

仿真验证时将发动机转速固定在 1 400 r/min,负载从 200 N·m 阶跃上升到 600 N·m,然后再从 600 N·m 阶跃下降到 200 N·m。对比测试本文设计的控制算法与文献[18]中的传统 VGT-EGR 发动机控制器的控制效果,如图 8 所示。

从图 8 中,可以看出,当负载从 200 N·m 阶跃上升到 600 N·m 时,电机工作在电动机模式。较传

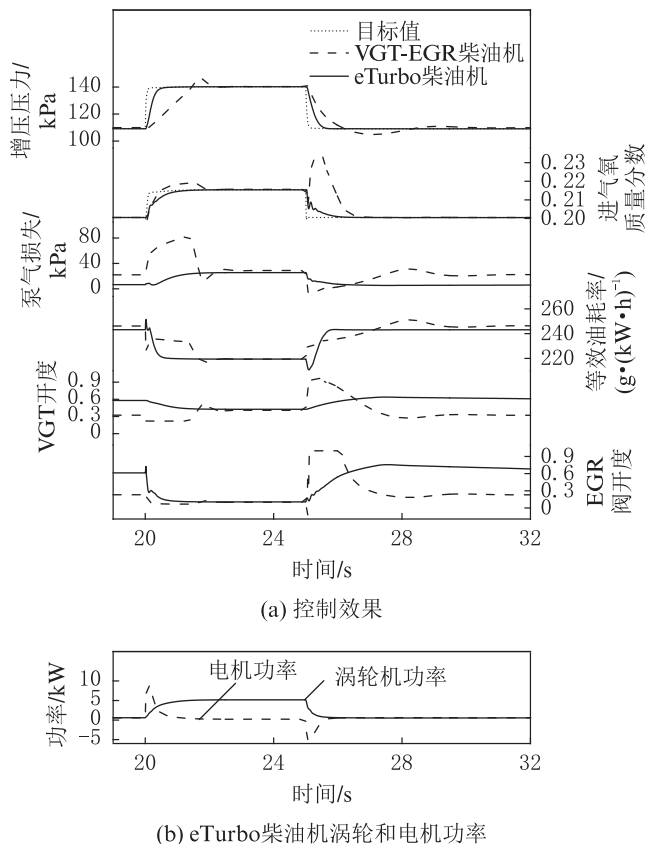


图8 eTurbo柴油机与VGT-EGR柴油机控制效果对比及eTurbo柴油机涡轮机和电机功率变化图

统的VGT-EGR柴油机相比,eTurbo柴油机中VGT开度增大,涡前压力降低,泵气损失减小。在20 s—22 s窗口内,等效油耗降低3.00%,同时增压压力响应提高60%,进气氧浓度跟踪误差降低32.90%。但是,该过程中因涡前压力降低,EGR阀两侧压差减小。为了达到目标进气氧浓度,EGR阀开度增加。当负载从600 N·m阶跃下降到200 N·m时,电机工作在发电机模式回收废气能量,最终VGT开度稳定在59%附近,属于增压器效率的高效区^[4],在25 s—30 s窗口内,等效油耗降低0.82%,增压压力响应改善50%,进气氧浓度跟踪误差降低86.20%。此时,涡前压力较高,故EGR阀的开度降低。该过程验证了所提出的控制算法在提高瞬态进气响应和避免EGR流量不足方面的有效性。

4.3 FTP75 驾驶循环验证

采用本文开发的控制算法,控制前文所建立的GT-SUITE模型运行FTP75驾驶循环,结果如图9所示。传统VGT-EGR柴油机采用与eTurbo柴油机相同的增压压力和进气氧浓度目标MAP,并利用文献[18]中的算法控制。

从图9中可知,相比传统VGT-EGR柴油机,采

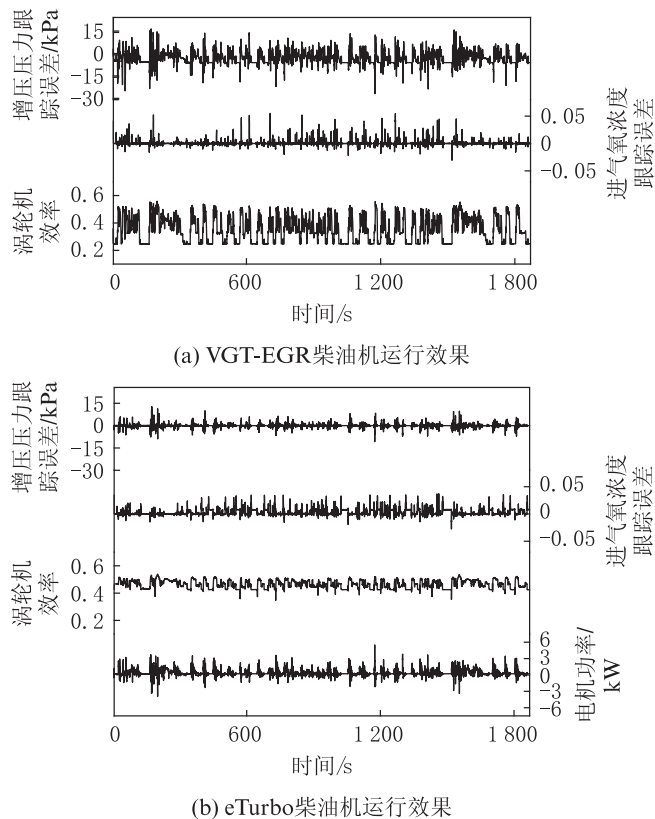


图9 FTP75驾驶循环下VGT-EGR柴油机与eTurbo柴油机运行效果对比

用eTurbo后增压压力的跟踪误差降低87.20%,等效油耗降低0.82%,平均进气氧浓度跟踪误差增加1.93%。因电辅助模式造成涡前压力降低,EGR阀的前后压差较小,所以进气氧浓度跟踪误差增加。电辅助涡轮增压柴油机的涡轮机效率在50%附近变化,而VGT-EGR柴油机的涡轮机效率变化范围较大,大部分效率在50%以下。上述结果验证了本文所提出的控制算法在改善系统效率方面的有效性。

5 结论

(1) 为解决eTurbo柴油机等效油耗(油耗和电耗)最低和进气氧浓度跟踪误差最小的空气系统多目标优化问题,建立了基于涡前压力和进气氧浓度动态模型,提出了基于Pontryagin最小值原理的VGT开度在线优化算法。通过调节涡轮机和电机的功率分配,实现了发动机油耗、电耗和进气氧浓度跟踪误差之间的最佳折中。因该优化过程是基于模型实时计算的,故避免了额外的控制MAP标定工作。

(2) 在GT-SUITE/Simulink联合仿真平台上,对控制算法进行了系统评估,结果表明:相比VGT-EGR柴油机,eTurbo柴油机在1400 r/min下,负载从200 N·m到600 N·m阶跃过程中,增压压力响应

提高 60%, 等效油耗降低 3.00%, 进气氧浓度跟踪误差降低 32.90%; 从 600 N·m 到 200 N·m 阶跃过程中, 增压压力响应提高 50%, 等效油耗降低 0.82%, 进气氧浓度跟踪误差降低 86.20%。FTP75 驾驶循环工况下, 使用 eTurbo 后, 增压压力跟踪误差降低 87.20%, 等效油耗降低 0.82%, 平均进气氧质量浓度跟踪误差增加 1.93%。本文所提出的控制算法在解决 eTurbo 柴油机空气系统多目标优化控制问题上取得了一定效果, 验证了该方法的有效性。

参考文献:

- [1] ERIKSSON L, NIELSEN L. Modeling and control of engines and drivelines[M]. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2014.
- [2] KATRASNIK T, RODMAN S, IRENE F, et al. Improvement of the dynamic characterisric of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2003,125(2):590-595.
- [3] KATRAŠNIK T, MEDICA V, TRENC F. Analysis of the dynamic response improvement of a turbocharged diesel engine driven alternating current generating set [J]. Energy Conversion & Management, 2005,46(18):2838-2855.
- [4] TERDICH N, MARTINEZBOTAS R. Experimental efficiency characterization of an electrically assisted turbocharger [C/OL]. SAE Paper, 2013,2013-24-0122. (2013-09-08)[2018-03-16]. <http://papers.sae.org/2013-24-0122>.
- [5] JAIN A, NUEESCH T, NAEGELE C, et al. Modeling and control of a hybrid electric vehicle with an electrically assisted turbocharger[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2016,65(6):4344-4358.
- [6] 张克松, 王桂华, 李国祥. 电辅助涡轮增压技术的发展综述[J]. 内燃机与动力装置, 2008(2):31-35.
ZHANG K S, WANG G H, LI G X. The development of electrically assisted turbocharger [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2008(2):31-35.
- [7] KOLMANOVSKY I, STEFANOPOULOU A G. Evaluation of turbocharger power assist system using optimal control techniques[C/OL]. SAE Paper, 2000, 2000-01-0519. (2000-03-06)[2018-03-16]. <http://papers.sae.org/2000-01-0519>.
- [8] GLENN B C, UPADHYAY D, WASHINGTON G N. Control design of electrically assisted boosting systems for diesel powertrain applications [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007,18(4):769-778.
- [9] ZHAO D, STOBART R, DONG G, et al. Real-time energy management for diesel heavy duty hybrid electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2015,23(3):829-841.
- [10] ZHAO D, WINWARD E, YANG Z, et al. Real-time optimal energy management of electrified engines[J]. Ifac Papersonline, 2016,49(11):251-258.
- [11] ERIKSSON L. Modeling and control of turbocharged SI and DI engines[J]. Oil & Gas Science & Technology, 2007,62(4):523-538.
- [12] SONG K, UPADHYAY D, SUN H, et al. A physics-based control-oriented model for compressor mass flow rate [C]. Proceedings of the 55th IEEE Conference on Decision and Control. Las Vegas; IEEE, 2016:6733-6738.
- [13] SONG K, UPADHYAY D, ZENG T, et al. A physics-based control-oriented model for the turbine power of a variable-geometry turbo-charger[C]. ASME 2016 Dynamic Systems and Control Conference. Minneapolis; ASME, 2016: V002T19A005-V002T19A005.
- [14] WAHLSTROM J, ERIKSSON L. Modelling diesel engines with a variable-geometry turbocharger and exhaust gas recirculation by optimization of model parameters for capturing non-linear system dynamics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2011,225(7):960-986.
- [15] HAN J. From PID to active disturbance rejection control[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3):900-906.
- [16] GAO Z. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]. American Control Conference. Denver; IFAC, 2003:4989-4996.
- [17] OHTSUKA T. A continuation/GMRES method for fast computation of nonlinear receding horizon control [J]. Automatica, 2004,40(4):563-574.
- [18] XIE H, SONG K, YANG S, et al. On decoupling control of the VGT-EGR system in diesel engines; a new framework[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016,24(5):1788-1796.