

天然气发动机混合器模块模型设计

江楠^{1,2}, 鹿文慧^{1,2}, 王盼盼^{1,2}, 吕宪勇^{1,2}, 闫立冰^{1,2}

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要: 为了提高国六天然气发动机空燃比控制精度, 以天然气发动机混合器模块硬件结构为基础, 设计天然气发动机混合器模块的模型, 应用节流公式建立节气门和渐缩喷管模型、理想空气方程建立混合管段模型, 并应用欧拉修正方法解决发动机瞬态运行过程中复杂非线性系统无法收敛问题; 采集试验台架信号数据作为输入进行仿真与测试。结果表明混合器模型准确、有效, 采用欧拉修正方法后, 进气流量计算精度得到极大提高, 未出现计算发散现象。

关键词: 天然气发动机; 混合器模块; 物理模型; 欧拉修正

中图分类号: TK433

文献标志码: A

文章编号: 1673-6397(2022)02-0022-06

引用格式: 江楠, 鹿文慧, 王盼盼, 等. 天然气发动机混合器模块模型设计[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(2): 22-27.

JIANG Nan, LU Wenhui, WANG Panpan, et al. Model design of mixer module for natural gas engine[J].

Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(2): 22-27.

0 引言

为改善大气环境质量, 作为主要绿色动力的天然气发动机已经率先实施了国六排放标准^[1]。天然气发动机满足国六标准的排放控制方案较多^[2], 其中, 当量燃烧-废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)-三效催化方案应用最普遍, 该方案在发动机动力性、经济性、排放一致性和耐久性上具有明显优势。中、重型天然气发动机常采用进气道喷射方式, 充气效率比直喷发动机降低约 10%, 存在较大延迟性, 空燃比控制是一个主要难题, 精确控制空燃比对提高发动机的燃油经济性、动力性和降低后处理系统的贵金属含量具有重要意义^[3-4]。建立进气系统多组分模型, 精确计算新鲜空气进气量, 是空燃比控制的关键^[5]。本文中基于天然气发动机混合器模块的硬件结构, 通过对混合器部件的分析和物理建模, 并结合欧拉修正方法, 提高预混发动机进气道混合器处新鲜进气量的计算精度, 精确控制空燃比。

1 混合器模块硬件结构

天然气发动机混合器模块是多个零部件的集成, 包括进气管路、节气门、燃气喷气管、渐缩喷管、EGR 入口管路等部件。安装在混合器的传感器有节气门前的进气压力温度传感器和渐缩喷管喉口处的压力传感器。新鲜空气流经节气门, 通过燃气多孔喷气管喷射天然气, 空气和天然气在中间混合管段混合, 混合气经过渐缩喷管提速并进行深度混合。喷管喷出的高速混合气和此处进入的 EGR 废气混合, 形成空气、燃气和 EGR 废气的最终混合气, 最终混合气进入发动机进行燃烧。天然气发动机混合器硬件结构如图 1 所示。

收稿日期: 2021-09-16

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFC0204906)

第一作者简介: 江楠(1987—), 男, 安徽寿县人, 工程师, 主要研究方向为进、排气软件策略开发控制, E-mail: jiangnan@weichai.com。

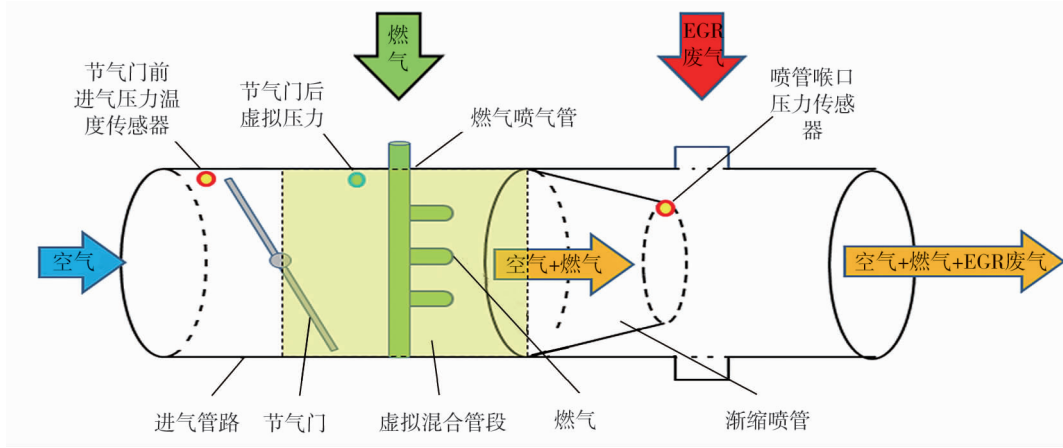


图1 天然气发动机混合器硬件结构图

混合器模块能有效改善空气、燃气和 EGR 废气的混合程度,增大 EGR 驱动压差,提高空气和燃气的测量计算精度。渐缩喷管喉口处直径较小,空气和燃气的混合气流经此处时流速增加,压力减小,能够减小喉口后 EGR 背压,增加 EGR 的驱动压差,且各成分气体在高速紊流条件下混合更加均匀^[6]。该结构可以分别计算空气、燃气混合气和 EGR 气体的质量流量,提高计算精度,进而精确控制空燃比。

2 混合器软件模型设计

基于混合器系统结构,构建应用流体力学和几何抽象的物理模型来计算新鲜进气量。节气门和渐缩喷管中部没有压力传感器,在这两处引入虚拟压力,虚拟压力可通过前后部件模型和管路模型迭代计算得到。EGR 气体流量可以通过 EGR 流量传感器或 EGR 阀前、后压差单独计算得到,故构建的计算模型中不包含 EGR 部分。

将混合器模块系统划分为节气门、混合管段、渐缩喷管 3 个部分,混合管段是从节气门安装位置到燃气喷气管喷嘴入口的管段,容积不随节气门开度发生改变。

2.1 节气门模型

对于节气门结构,采用节流公式构建模型^[7]。

节气门处气体的流函数

$$\Psi_T(\lambda_T) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}(\lambda_T^{\frac{2}{\kappa}} - \lambda_{T,0}^{\frac{2}{\kappa}})} & \lambda_T > \lambda_{T,0} \\ \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}(\lambda_{T,0}^{\frac{2}{\kappa}} - \lambda_T^{\frac{2}{\kappa}})} & \lambda_T \leq \lambda_{T,0} \end{cases},$$

式中: λ_T 为节气门下游压力和上游压力之比, $\lambda_{T,0}$ 为空气的临界压比, κ 为气体绝热指数。

流过节气门的新鲜空气质量流量

$$q_{m,T} = A_T \mu_T \Psi_T(\lambda_T, \kappa) \sqrt{\frac{2}{RT_{T,I}}},$$

式中: A_T 为节气门的有效流通面积, m^2 ; μ_T 新鲜空气的为气体流量摩擦修正因数; $T_{T,I}$ 为流入气体温度, K; R 为气体常数, $J/(kg \cdot K)$ 。

2.2 渐缩喷管模型

可借鉴文丘里管等构建渐缩喷管模型^[8],但渐缩喷管本身也是一种节流部件,为了便于构建物理模型,采用节流公式来描述渐缩喷管,渐缩喷管内流动气体的流函数

$$\Psi_c(\lambda_c) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}(\lambda_c^{\frac{2}{\kappa}} - \lambda_{c,0}^{\frac{2}{\kappa}})} & \lambda_c > \lambda_{c,0} \\ \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}(\lambda_{c,0}^{\frac{2}{\kappa}} - \lambda_{c,0}^{\frac{2}{\kappa}})} & \lambda_c \leq \lambda_{c,0} \end{cases},$$

式中: λ_c 为渐缩喷管喉口压力和混合管段虚拟压力之比, $\lambda_{c,0}$ 为空气和燃气混合气的临界压比。

流过喷管的空气和燃气的混合气流量

$$q_{m,c} = A_c \mu_c \Psi_c(\lambda_{c,0}, \kappa) \sqrt{\frac{2}{RT_{c,1}}},$$

式中: A_c 为渐缩喷管的有效流通面积, m^2 ; μ_c 为混合气的气体流量摩擦修正因数; $T_{c,1}$ 为混合气体温度, K。

2.3 混合管段

混合管段可看作一段理想的容积段, 遵守理想空气方程^[9]:

$$pV = mRT,$$

式中: m 为混合管段中气体总质量, kg; p 为混合管段中气体压力, Pa; V 为混合管段的容积, m^3 ; T 为混合管段中混合气的温度, K。

动态变化过程中, 系统满足

$$m_1 - m_0 = \frac{\Delta p V}{RT}, \quad (1)$$

式中: m_1 为进入混合管段的气体(流经节气门的新鲜空气和燃气喷射管喷入的天然气)总质量, kg; m_0 为流出混合管段的混合气, 即流经喷管的混合气的总质量, kg; Δp 是混合管段的压力变化, Pa。

采用式(1)可描述混合管段的流量和压力关系, 通过混合管段的流量变化来进行压力计算。

2.4 软件模型结构

综合上述理论, 整体天然气发动机混合器的软件模型如图2所示。

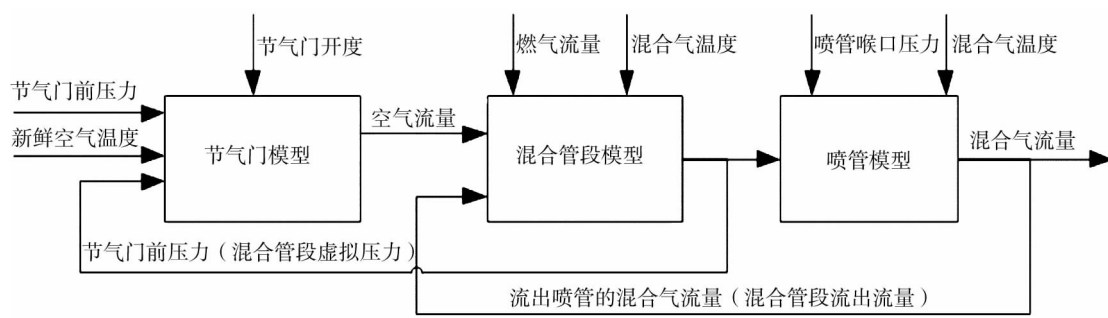


图2 天然气发动机混合器软件模型仿真结构图

节气门模型中, 根据节气门前压力传感器测量的空气压力、空气温度和混合管段计算的节气门后虚拟压力及节气门开度计算的有效流通面积, 计算流经节气门的空气质量流量。

混合管段模型中, 根据混合管段空气和燃气的流入量和混合器流出量的差计算压力变化, 然后将压力变化进行累计得到混合管段的虚拟压力。空气流量可以采用节气门模型算出的空气流量或者采用混合气流量减去燃气流量方法。

渐缩喷管模型中, 根据混合管段计算出的喷管入口处虚拟压力, 即节气门模型中的节气门后压力(和节气门后虚拟压力相同)、喷管喉口压力传感器测量的混合气压力以及混合器温度计算流经喷管的混合气质量流量。

2.5 欧拉修正的混合器模型

如图2所示的软件模型可以精确计算发动机稳态时的进气流量。但在瞬态变化过程中, 发动机进气

系统的非线性变化及测量扰动导致气体质量流量波动及气体质量流量无法收敛。欧拉公式对于求解非线性离散系统问题具有结构简单、计算结果精度高的特点,因此采用欧拉修正方法对混合器物理模型进行修正,提高瞬态流量计算的精确性、稳定性和收敛性^[10]。欧拉公式为:

$$y_{n+1} = y_n + hf(x_n, y_n),$$

式中: h 为计算步长周期, n 为离散公式的步长, $f(x_n, y_n)$ 为 (x_n, y_n) 点的 y 对 x 的离散型倒数。

混合管段的气体质量流量为净流量与计算步长周期的商,表达式如下:

$$q_m = \frac{\Delta_m}{h} = \frac{(m_1 - m_0)}{h}。$$

设 y 为虚拟混合腔燃气和空气的质量流量 q_m , x 为虚拟混合腔的压力 p ,即可构建混合管段的净流入流量和混合管段内压力的欧拉关系式。

结合理论空气方程和节流公式,得到当前流量欧拉修正计算公式。混合管段内的净流入气体变化量

$$q_{m,n+1} = \frac{q_{m,n}}{1 - hf(p_n, q_{m,n})V/(RT)},$$

$$f(p_n, q_{m,n}) = f\left(\frac{\partial q_{m,1}}{\partial p_0}\right) - f\left(\frac{\partial q_{m,0}}{\partial p_1}\right)。$$

计算过程中通过限制混合腔内的气体变化量,防止扰动特别是瞬态变化带来的波动,降低整体系统发散可能性,实现混合腔内压力计算的稳定性和收敛性,提高流量计算精度。

3 仿真与试验验证

3.1 仿真验证

以某天然气发动机为仿真机型,采集该发动机部分试验工况的节气门压力、新鲜空气温度、节气门开度、燃气流量和混合气温度等信号,输入 Simulink 软件模型,进行模型仿真验证,未进行欧拉修正的物理模型参数试验结果如图3所示。

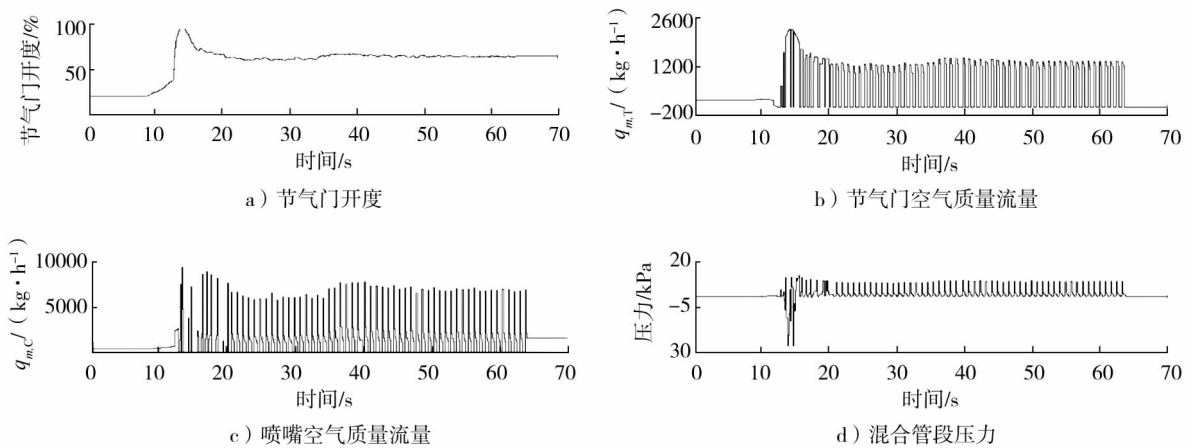


图3 未经欧拉修正的模型参数变化曲线

由图3可知,未经修正物理模型在节气门开度从20%到70%的切换过程中,节气门空气质量流量、喷嘴空气质量流量和混合管段压力3个变量出现了波动和发散,甚至到节气门开度稳定在70%时,节气门流量、喷嘴中空气流量和混合管段压力都一直处于发散状态,无法收敛。

采用相同的方法对经欧拉修正的物理模型进行试验,结果如图4所示。由图4可知,随着节气门开度变化,节气门处气体质量流量和喷管流过的新鲜进气量都会发生波动变化,但是趋势基本一致,并随着节气门控制的稳定,2个进气流量都能达到稳定且流量基本相同。

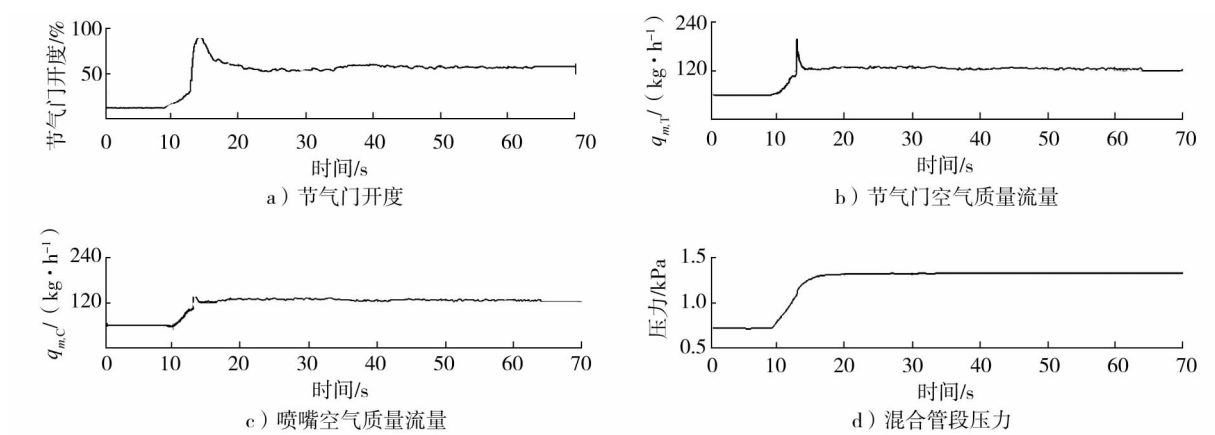


图4 添加欧拉修正的模型参数变化曲线

3.2 台架试验验证

将经欧拉修正的混合器软件模型集成到测试软件中,并进行台架测试。在固定转速工况下,设置节气门开度为20%~30%进行突增和突降的阶跃测试,台架实测的物理模型参数变化如图5所示,台架采集的物理模型参数变化如图6所示。

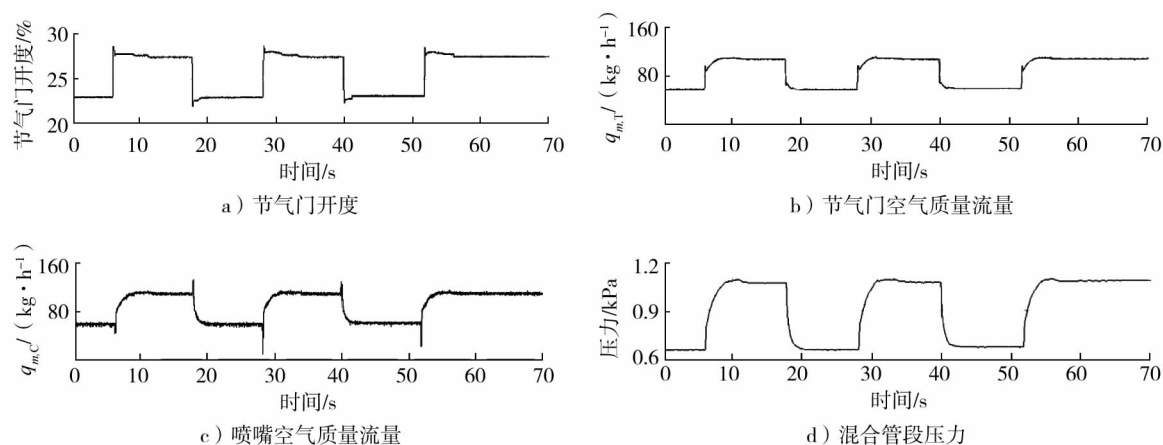


图5 台架实测的模型参数变化图

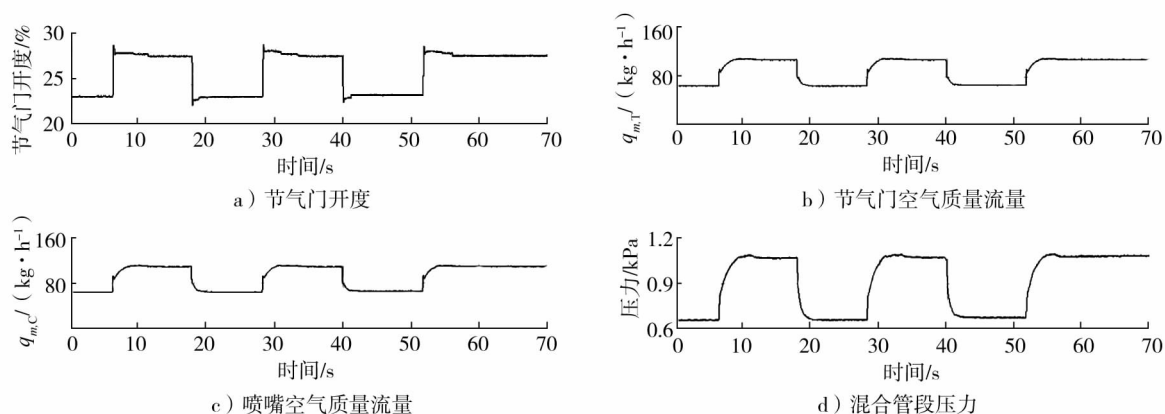


图6 台架采集的模型参数变化曲线

由图5、6可知:1)节气门在23%~27%阶跃变化时,实测的节气门空气质量流量、喷管喉口处空气质量流量与采集的空气质量流量变化趋势一致,偏差在5%以内;2)混合腔内压力变化平滑,实测混合腔压力与采集压力的偏差小于4%。

4 结论

设计一种采用欧拉修正的天然气发动机混合器物理模型,以提高新鲜进气量的计算精度。先根据节气门、混合管段和渐缩喷管模型的特征,构建了应用流动特性和几何抽象机理的 EGR 模块物理模型;根据流量和压力的离散化特征关系,构建了欧拉修正系数,最终实现了整个进气系统模型的计算收敛和精确估算。通过试验和仿真验证,证明了欧拉修正方法的有效性。

1) 节气门、虚拟管段和喷管的物理特征比较明显,可以采用节流公式和理论空气方程构建进气系统物理模型。

2) 瞬态过程中,各部件系统计算会叠加系统扰动,导致整体物理模型产生计算发散现象,采用欧拉修正方法后,软件模型计算的进气流量精度得到极大提高,没有出现计算发散现象。

参考文献:

- [1] 张腾,贾红杰,韩文涛,等. 国六天然气发动机排放技术方案分析[J]. 内燃机与动力装置,2021,38(2):19-23.
- [2] 薛黎明,彭德文,江涛,等. 国六重型天然气车排放控制策略分析[J]. 时代汽车,2021(10):22-23.
- [3] 叶健. 预混燃气发动机空燃比控制系统研究[D]. 武汉:华中科技大学,2017.
- [4] 赵春生,刘江伟,顾维东,等. 天然气发动机空燃比控制与试验研究[J]. 内燃机与配件,2021(4):1-5.
- [5] 孟磊. 基于模型的点燃式发动机空燃比控制技术研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2016.
- [6] 郭立新,李康宁,施东晓,等. 天然气发动机 EGR 系统优化研究[J]. 车用发动机,2019(6):51-57.
- [7] CHEN B C, WU Y Y, TSAI H C, et al. Development of engine model using modulization method for EMS verification through MIL and HIL[C]//SAE 2014 World Congress & Exhibition. Detroit, USA: SAE International,2014.
- [8] 蒋志龙. 基于临界流文丘里喷嘴气体流量计检定系统的设计[J]. 能源技术与管理,2021,46(1):187-189.
- [9] IWADARE M, UENO M, ADACHI S. Multi-variable air-path management for a clean diesel engine using model predictive control[C]//SAE World Congress & Exhibition. Detroit, USA: SAE International,2009.
- [10] 邹雪涛,蔡丽鹏. 开关变换器中数字控制设计方法的研究[J]. 通信电源技术,2006(6):19-21.

Model design of mixer module for natural gas engine

JIANG Nan^{1,2}, LU Wenhui^{1,2}, WANG Panpan^{1,2}, LÜ Xianrong^{1,2}, YAN Libing^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: In order to improve the air-fuel ratio control accuracy of CHINA VI natural gas engine, based on the hardware structure of natural gas engine mixer module, the model of natural gas engine mixer module is developed, the throttle valve and tapered nozzle model are established by using throttling formula, the mixing pipe model is established by using ideal air equation, and the Euler correction method is used to solve the divergence problem that comes from the complex nonlinear system in the process of engine transient operation. The signal data of the test bench is collected as input for simulation and test. The test results show that the mixer model is accurate and effective. After using the Euler correction method, the accuracy of the intake flow calculated by the software model is greatly improved, and there is no calculation divergence.

Keywords: natural gas engine; mixer module; physical model; Euler correction

(责任编辑:郎伟锋)