



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107869383 A

(43)申请公布日 2018.04.03

(21)申请号 201711067001.8

(22)申请日 2017.11.03

(71)申请人 吉林大学

地址 130012 吉林省长春市人民大街5988号

(72)发明人 吕良 胡云峰 史少云 许志国  
陈虹

(74)专利代理机构 吉林长春新纪元专利代理有  
限责任公司 22100

代理人 白冬冬

(51)Int.Cl.

F01P 7/16(2006.01)

F01P 11/00(2006.01)

F01P 11/14(2006.01)

G06F 17/50(2006.01)

权利要求书6页 说明书15页 附图7页

(54)发明名称

汽车发动机热管理系统建模及控制方法

(57)摘要

一种汽车发动机热管理系统建模及控制方法,属于控制技术领域。本发明的目的是提供了一种发动机热管理系统的动力学建模方法及水温控制方法。在系统的动力学建模方法中,建立了精确的气缸对内壁的加热功率模型、水套与冷却液的换热系数模型及散热器的散热功率模型。本发明的研究方法包括以下步骤:根据发动机热管理系统的结构、原理及可测量的信号,建立系统的动力学模型;从对流换热及辐射换热机理出发,推导出动力学模型中三个中间变量;根据系统的动力学模型推导出系统的逆动力学模型;根据系统的动力学模型设计史密斯预估器;设计PD反馈控制器。本发明精确的建立了发动机热管理系统的动力学模型,使控制精度得以提高。

1. 一种汽车发动机热管理系统建模及控制方法,其特征在于:

(1) 根据发动机热管理系统的结构、原理及可测量的信号,建立系统的动力学模型;

(2) 从对流换热及辐射换热机理出发,推导出动力学模型中三个中间变量的独立且可测的变量,中间变量包括:发动机气缸对内壁的加热功率、发动机水套与冷却液对流换热系数及散热器的散热功率,并根据实验数据建立该三个变量的拟合模型或脉谱(MAP)图模型;

(3) 根据系统的动力学模型推导出系统的逆动力学模型,作为前馈控制器,计算系统稳态时的控制量;

(4) 根据系统的动力学模型设计史密斯预估器,补偿系统的纯时滞环节;

(5) 设计PD反馈控制器,根据控制输出的偏差调节系统瞬态时的控制量。

2. 根据权利要求1所述的汽车发动机热管理系统建模及控制方法,其特征在于:

所述的发动机热管理系统的结构及原理:

机械水泵将散热器中的冷却液泵入发动机水套,吸收发动机燃烧及摩擦产生的热量,然后流回散热器,在风扇的作用下向环境散热,机械水泵与发动机曲轴刚性连接,其流量与发动机转速相关,电子风扇转速由ECU控制,ECU采集冷却液流量 $m_c$ 、发动机出入口冷却液温度 $T_{out}$ 及 $T_{in}$ 、进气量 $m_{ea}$ 及转速信号 $N$ ,同时,从车辆控制单元接收车速 $V$ 及环境温度信号 $T_{env}$ ,根据发动机入口参考冷却液温度 $T_{in\_ref}$ ,计算出风扇的转速 $N_{fan}$ 。

3. 根据权利要求1所述的汽车发动机热管理系统建模及控制方法,其特征在于:

①热管理系统控制:

发动机热管理系统可测量信号有发动机冷却液流量、发动机入口及出口冷却液温度,控制量为风扇转速,输出量为发动机入口冷却液温度,控制目标为:在不同发动机进气量、转速、车速及环境温度下,跟踪发动机入口冷却液温度;

②动力学模型的建立:

(1) 状态方程:

$Q_{gf,w\_in}$ 为发动机气缸对内壁的加热功率, $Q_{w\_in,c}$ 为内壁对冷却液加热功率, $Q_{c,w\_out}$ 为冷却液向外壁加热功率, $Q_{w\_out,env}$ 为外壁向环境散热功率, $T_{w\_in}$ 为内壁平均温度, $T_{w\_out}$ 为外壁平均温度;将内壁平均温度 $T_{w\_in}$ 及外壁平均温度 $T_{w\_out}$ 分别视为集总参数,根据热力学第一定律, $T_{w\_in}$ 及 $T_{w\_out}$ 的动态方程表示如下:

$$C_{w\_out}\dot{T}_{w\_out} = Q_{c,w\_out} - Q_{w\_out,env} \quad (1)$$

$$C_{w\_in}\dot{T}_{w\_in} = Q_{gf,w\_in} - Q_{w\_in,c} \quad (2)$$

上式中, $C_{w\_out}$ 及 $C_{w\_in}$ 分别为外壁及内壁热容;由于外壁向环境散热功率 $Q_{w\_out,env}$ 相对很小,且较难测得,故将其忽略;气缸对内壁加热功率 $Q_{gf,w\_in}$ 的建立是从对流换热及辐射换热机理出发,推导出与 $Q_{gf,w\_in}$ 相关的独立且可测的变量, $Q_{gf,w\_in}$ 表示为

$$Q_{gf,w\_in} = f_1(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (1)$$

上式中, $m_{ea}$ 为发动机单位时间进气量, $N$ 为发动机转速, $T_{in}$ 为发动机入口冷却液温度, $m_c$ 为冷却液流量;根据对流换热公式,冷却液向外壁散热功率 $Q_{c,w\_out}$ 及内壁对冷却液加热功率 $Q_{w\_in,c}$ 表示为

$$Q_{c,w\_out} = h \cdot A_{c,w\_out} \cdot (T_c - T_{w\_out}) \quad (2)$$

$$Q_{w\_in,c} = h \cdot A_{w\_in,c} \cdot (T_{w\_in} - T_c) \quad (3)$$

上式中,  $A_{c,w,out}$  及  $A_{w,in,c}$  分别为外壁和内壁与冷却液的换热面积; 外壁和内壁与冷却液对流换热系数  $h$  的建立是从对流换热机理出发, 推导出与  $h$  相关的独立且可测的变量

$h$  表示为

$$h = f_2(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (4)$$

发动机内冷却液平均温度  $T_c$  表示为

$$T_c = (T_{in} + T_{out}) / 2 \quad (5)$$

将热管理系统中的冷却液温度视作集总参数, 用发动机入口冷却液温度  $T_{in}$  近似表示,  $T_{in}$  的动态方程表示如下

$$C_c \dot{T}_{in} = Q_{w,in,c} - Q_{c,w,out} - Q_r \quad (6)$$

上式中,  $C_c$  为系统内冷却液热容; 散热器散热功率  $Q_r$  的动态过程相比热管理系统的动态过程很小, 因此, 忽略其动态过程, 建立稳态模型;  $Q_r$  的建立是从对流换热机理出发, 推导出与  $Q_r$  相关的独立且可测的变量,  $Q_r$  表示为

$$Q_r = f_3(m_c, T_{r,in}, V_{ra}, T_{env}) \quad (7)$$

上式中,  $V_{ra}$  为散热器入口空气体积流量,  $V_{ra}$  表示为

$$V_{ra} = f_4(V, N_{fan}, T_{env}) \quad (8)$$

$T_{r,in}$  为散热器入口冷却液温度, 是由发动机出口冷却液温度  $T_{out}$  延迟时间  $t_1$  得到,  $T_{r,in}$  表示为

$$T_{r,in}(t) = T_{out}(t - t_1) \quad (9)$$

其中,  $t_1$  是冷却液从发动机出口到散热器入口的延迟时间,  $t_1$  表示为

$$t_1 = f_5(m_c) \quad (10);$$

(2)  $Q_{gf,w,in}$  模型

气缸对内壁的加热功率  $Q_{gf,w,in}$  主要由燃烧加热功率  $Q_{comb}$  及摩擦加热功率  $Q_{fric}$  组成, 即

$$Q_{gf,w,in} = Q_{comb} + Q_{fric} \quad (11)$$

燃烧气体对发动机内壁的加热方式为对流换热及辐射换热, 因此, 燃烧加热功率  $Q_{comb}$  可以描述为

$$Q_{comb} = h_{cyl} \cdot A_{cyl} \cdot (T_{comb} - T_{w,in}) + A_{cyl} \cdot C_0 \cdot [\epsilon_g \cdot (\frac{T_{comb}}{100})^4 - \alpha_g \cdot (\frac{T_{w,in}}{100})^4] \quad (12)$$

上式中,  $A_{cyl}$  是燃烧气体与内壁换热面积,  $C_0$  为黑体辐射系数,  $\epsilon_g$  为燃烧气体辐射传热发射率,  $\alpha_g$  为内壁辐射传热吸收率; 燃烧气体与内壁换热系数  $h_{cyl}$  近似为燃烧气体温度  $T_{comb}$  与气缸内气流运动速度  $v_{a,cyl}$  的函数, 即

$$h_{cyl} = f_6(v_{a,cyl}, T_{comb}) \quad (13)$$

燃烧气体温度  $T_{comb}$  与发动机单位时间进气量相关, 即

$$T_{comb} = f_7(m_{ea}) \quad (14)$$

气缸内气流运动速度  $v_{a,cyl}$  与发动机进气量  $m_{ea}$  及转速  $N$  相关, 即

$$v_{a,cyl} = f_8(m_{ea}, N) \quad (15)$$

将公式 (16) 及 (17) 代入 (15), 得  $h_{cyl}$  的表达式

$$h_{cyl} = f_9(m_{ea}, N) \quad (16)$$

将公式 (16) 及 (18) 代入 (14), 得燃烧气体对内壁的加热功率  $Q_{comb}$  的表达式为

$$Q_{comb} = f_{10}(m_{ea}, N, T_{w,in}) \quad (17)$$

又因为摩擦对内壁加热功率 $Q_{fric}$ 为转速 $N$ 的单变量函数,即

$$Q_{fric} = f_{11}(N) \quad (18)$$

因此,将公式(19)及(20)代入(13),得 $Q_{gf,w\_in}$ 的表达式为

$$Q_{gf,w\_in} = f_{12}(m_{ea}, N, T_{w\_in}) \quad (19)$$

由于公式(21)中的 $T_{w\_in}$ 无法测量,而观测值有可能出现误差或扰动,导致 $Q_{gf,w\_in}$ 不准,因此,继续对公式(21)推导,尝试用可测量的变量代替 $T_{w\_in}$ ;

因为对流换热系数 $h$ 主要为冷却液温度及流量的函数

$$h = f_{13}(m_c, T_c) \quad (20)$$

将公式(22)代入(5),得到 $Q_{w\_in,c}$ 表达式为

$$Q_{w\_in,c} = f_{14}(m_c, T_c, T_{w\_in}) \quad (21)$$

将公式(21)及(23)代入公式(2),得 $T_{w\_in}$ 的表达式为

$$T_{w\_in} = f_{15}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (22)$$

将公式(24)代入(21),得 $Q_{gf,w\_in}$ 表达式

$$Q_{gf,w\_in} = f_{16}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (23)$$

将公式(24)代入(23),得 $W_{w\_in,c}$ 表达式

$$Q_{w\_in,c} = f_{17}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (24)$$

发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 与出口冷却液温度 $T_{out}$ 的稳态关系为

$$T_{out} = \frac{Q_{w\_in,c}}{m_c \cdot c_p} + T_{in} \quad (25)$$

上式中, $c_p$ 为冷却液比热容;将公式(26)代入(27),并将(27)代入(7),则发动机内平均冷却液温度 $T_c$ 可表示为

$$T_c = f_{18}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (26)$$

将公式(28)代入(25),得 $Q_{gf,w\_in}$ 最终表达式为

$$Q_{gf,w\_in} = f_{19}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (27);$$

(3) h模型

对流换热系数 $h$ 表达式为

$$h = f_{20}(u_c, l, \rho, \eta, k, c_p) \quad (28)$$

其中,冷却液流速 $u_c$ 为流量 $m_c$ 及温度 $T_c$ 的函数,即

$$u_c = f_{21}(m_c, T_c) \quad (29)$$

发动机与冷却液对流换热特征长度 $l$ 为常值;冷却液密度 $\rho$ 、动力粘度 $\eta$ 、热导率 $k$ 及比热容 $c_p$ 近似为冷却液温度 $T_c$ 的单变量函数

$$[\rho, \eta, k, c_p] = f_{22}(T_c) \quad (30)$$

因此,对流换热系数 $h$ 表示为

$$h = f_{23}(m_c, T_c) \quad (31)$$

经验证,拟合函数 $f_{23}$ 在全工况下误差为15%,而经验证发现,在固定发动机工况点拟合函数 $f_{23}$ 时精度较高,误差小于3%,因此,将发动机工况变量作为对流换热系数变量,则 $h$ 表示为

$$h = f_{24}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (32)$$

进一步简化,将公式(28)代入(34),得 $h$ 最终表达式

$$h=f_{25}(m_{ea},N,m_c,T_{in}) \quad (33);$$

(4)  $Q_r$ 模型

散热器与冷却液换热系数 $h_{c_r}$ 是

冷却液流量 $m_c$ 及散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 的函数, $h_{c_r}$ 表示为

$$h_{c_r}=f_{26}(m_c,T_{rc}) \quad (34)$$

散热器与环境换热系数 $h_{r_a}$ 是空气质量流量 $m_{ra}$ 及流经散热器的空气平均温度 $T_{a_{ave}}$ 的函数, $h_{r_a}$ 表示为

$$h_{r_a}=f_{27}(m_{ra},T_{a_{ave}}) \quad (35)$$

散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 及流经散热器的平均空气温度 $T_{a_{ave}}$ 近似为

$$T_{rc}=(T_{r_{in}}+T_{r_{out}})/2 \quad (36)$$

$$T_{a_{ave}}=(T_{env}+T_{a_{out}})/2 \quad (37)$$

上式中, $T_{r_{in}}$ 及 $T_{r_{out}}$ 为散热器入口及出口冷却液温度, $T_{env}$ 为环境温度,即散热器入口空气温度, $T_{a_{out}}$ 为散热器出口空气温度;

散热器与冷却液换热功率 $Q_{c_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r_a}$ 可以表示为

$$Q_{c_r}=h_{c_r} \cdot A_{c_r} \cdot (T_{rc}-T_r) \quad (38)$$

$$Q_{r_a}=h_{r_a} \cdot A_{r_a} \cdot (T_r-T_{a_{ave}}) \quad (39)$$

上式中, $A_{c_r}$ 及 $A_{r_a}$ 分别为冷却液与散热器换热面积和散热器与空气换热面积, $T_r$ 为散热器本体平均温度;将散热器本体温度 $T_r$ 视作集总参数, $T_r$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_r = \frac{Q_{c_r}-Q_{r_a}}{C_r} \quad (40)$$

上式中, $C_r$ 为散热器热容;将公式(36)及(37)分别代入(40)及(41),并将公式(40)及(41)代入(42),则散热器本体温度 $T_r$ 表达式为

$$T_r=f_{28}(T_{rc},m_c,T_{a_{ave}},m_{ra}) \quad (41)$$

将公式(43)分别代入公式(40)及(41),则散热器与冷却液换热功率 $Q_{c_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r_a}$ 可表示为

$$Q_{c_r}=f_{29}(T_{rc},m_c,T_{a_{ave}},m_{ra}) \quad (42)$$

$$Q_{r_a}=f_{30}(T_{rc},m_c,T_{a_{ave}},m_{ra}) \quad (43)$$

散热器出口冷却液温度 $T_{r_{out}}$ 及出口空气温度 $T_{a_{out}}$ 稳态方程为

$$T_{r_{out}}=T_{r_{in}}-\frac{Q_{c_r}}{m_c \cdot c_p} \quad (44)$$

$$T_{a_{out}}=T_{env}+\frac{Q_{r_a}}{m_a \cdot c_{p-a}} \quad (45)$$

上式中, $c_{p-a}$ 为空气比热容;将公式(44)代入(46),并将公式(46)代入(38),则散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 可表示为

$$T_{rc}=f_{31}(T_{r_{in}},m_c,T_{a_{ave}},m_{ra}) \quad (46)$$

将公式(45)代入(47),并将公式(47)代入(39),则流经散热器的平均控制温度 $T_{a_{ave}}$ 可表示为

$$T_{a_{ave}}=f_{32}(T_{rc},m_c,T_{a_{in}},m_{ra}) \quad (47)$$

将公式(49)代入(48),得散热器平均冷却液温度 $T_{rc}$ 表达式

$$T_{rc}=f_{33}(T_{r_{in}},m_c,T_{a_{in}},m_{ra}) \quad (48)$$

将公式 (48) 代入 (49), 得散热器平均空气温度  $T_{a\_ave}$  表达式

$$T_{a\_ave} = f_{34}(T_{r\_in}, m_c, T_{a\_in}, m_{ra}) \quad (49)$$

因此, 将公式 (50) 代入 (36), 将公式 (51) 代入 (37), 得冷却液与散热器对流换热系数  $h_{c\_r}$  及散热器与空气对流换热系数  $h_{r\_a}$  表达式

$$h_{c\_r} = f_{35}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (50)$$

$$h_{r\_a} = f_{36}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (51)$$

散热器换热系数  $k_r$  表达式为

$$1/k_r = 1/h_{c\_r} + \lambda/\delta + 1/h_{r\_a} \quad (52)$$

上式中,  $\lambda$  为散热器本体导热系数,  $\delta$  为散热器壁厚; 将公式 (52) (53) 代入 (54), 则  $k_r$  表示为

$$k_r = f_{37}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (53)$$

散热器散热功率  $Q_r$  表达式为

$$Q_r = k_r \cdot A_{r\_a} \cdot (T_{rc} - T_{a\_ave}) \quad (54)$$

将公式 (50) (51) 及 (55) 代入 (56), 得  $Q_r$  的最终表达式为

$$Q_r = f_{38}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (55)$$

或进一步推导, 散热器入口空气体积流量  $V_{ra}$  表示为

$$V_{ra} = \frac{m_{ra}}{\rho_a} \quad (56)$$

其中, 散热器入口空气密度  $\rho_a$  表示为

$$\rho_a = f_{39}(T_{env}) \quad (57)$$

将公式 (59) 代入 (58), 并将公式 (58) 代入 (57), 则  $Q_r$  表达式为

$$Q_r = f_{40}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, V_{ra}) \quad (58)。$$

4. 根据权利要求 1 所述的汽车发动机热管理系统建模及控制方法, 其特征在于: 控制系统设计:

(1) 前馈控制器设计:

系统状态方程

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (59)$$

其中, 系统状态量  $x$  及控制量  $u$  分别为

$$x = [T_{\omega\_out} \quad T_{w\_in} \quad T_{in}]^T$$

$$u = N_{fan}$$

令  $\dot{x} = 0$ , 得

$$Q_{gf, w\_in} - Q_r = 0 \quad (60);$$

通过求解方程 (62) 计算得到前馈控制量  $N_{fan, s}$ ;

将方程 (62) 转化为约束优化问题, 优化问题描述如下

$$\min_u J(u) \quad (61)$$

$$J = (Q_{gf, w\_in} - Q_r)^2 \quad (62)$$

$$s. t. \quad u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (63)$$

$J$  为优化问题目标函数, 其中,  $Q_r$  是关于  $u$  的单调递增函数, 而  $Q_{gf, w\_in}$  与  $u$  无关, 视作常值;

## (2) 史密斯预估器设计

根据风扇转速、冷却液流量、发动机出口及入口冷却液温度,计算出系统无延迟时发动机的入口冷却液温度 $T_{in,p}$ ;其中,散热器出口冷却液温度 $T_{r,out}$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_{r,out} = \frac{1}{t_r} \left( T_{r,in} - \frac{Q_r}{m_c \cdot c_p} - T_{r,out} \right) \quad (64)$$

时间常数为 $t_r$ ;

风扇动作后, $t_r$ 为冷却液流经散热器的时间, $t_r$ 表示为

$$t_r = \frac{V_r \cdot \rho}{m_c} \quad (65)$$

其中, $V_r$ 是散热器容积;

发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 由散热器出口冷却液温度 $T_{r,out}$ 延迟时间 $t_2$ 得到, $T_{in}$ 表示为

$$T_{in}(t) = T_{r,out}(t-t_2) \quad (66)$$

其中, $t_2$ 表示为

$$t_2 = f_{41}(m_c) \quad (67);$$

## (3) 反馈控制器设计

反馈采用PD控制器,根据参考发动机入口冷却液温度 $T_{in,ref}$ 与史密斯预估器得到的系统无延迟时发动机入口冷却液温度 $T_{in,p}$ 的偏差,计算得到反馈修正量 $N_{fan,c}$ ,继而与前馈控制器稳态控制量相加,并经饱和约束后得到总控制量 $N_{fan}$ 。

## 汽车发动机热管理系统建模及控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于控制技术领域。

### 背景技术

[0002] 发动机热管理系统是在传统发动机冷却系统的结构基础上,将主要部件:风扇、水泵、节温器等电气化,实现冷却液及冷却风的按需供给,能够解决传统发动机冷却系统,在部分工况下,发动机附件不合理的运转导致的发动机过冷或过热的现象,同时减小附件的功率损耗,从而改善发动机的经济性及排放性。

[0003] 传统发动机冷却系统多采用机械风扇,主要分为两种:

1、直接驱动式风扇。风扇通过皮带轮与发动机曲轴刚性连接,风扇转速与发动机转速成正比。

2、离合器风扇。主要有硅油离合器、电磁离合器及气动离合器,根据散热器后气体温度,控制离合器的通断。当离合器结合时,风扇由发动机驱动。

[0004] 相比机械风扇,电子风扇的优点总结如下:

1、改善发动机动力性。机械风扇占用发动机功率5%~12%,而电子风扇由电机驱动,不占用发动机功率,使发动机有更高的功率输出;

2、避免发动机过冷或过热现象。研究表明:汽车行驶中,90%的时间可以不用风扇运转而依靠行驶迎面风保持冷却。而直接驱动式风扇由发动机驱动,此时会供给多余的风量,导致发动机过冷。离合器风扇虽然避免了过冷现象,但在车辆低速、大负荷、低转速工况下,风扇转速受发动机转速限制,不能提供冷却所需的风量,导致发动机过热。而电子风扇由发动机电子控制单元(ECU)控制,其转速根据发动机热状态灵活做出改变,能够保证发动机合理的工作温度;

3、改善发动机经济性。直接驱动式风扇在导致发动机过冷的同时造成发动机输出功的浪费。而电子风扇按需供给风量,避免了发动机多余损耗。此外,电子风扇比机械风扇的机械效率及容积效率更高。研究表明,电子风扇效率高达78%,而机械风扇效率仅为30~50%。因此,在提供相同风量时,电子风扇功耗更小;

4、灵活及直接地控制冷却液温度。离合器风扇根据散热器后气体温度决定离合器的通断,因此,无法直接控制冷却液温度。而电子风扇能够通过冷却液温度传感器的反馈信号直接控制开关或转速,因此,能够灵活且直接地控制冷却液温度。

[0005] 目前,发动机热管理系统动力学模型的建立主要存在以下问题:

发动机气缸对内壁的加热功率模型、发动机水套与冷却液换热系数模型及散热器散热功率的模型精度不高。其中,发动机水套与冷却液换热系数模型是难点,由于发动机水套形状复杂且不同发动机差异很大,目前仍没有准确的模型,而普遍做法是采用规则管路管内强制对流模型近似代替。

[0006] 发动机热管理系统中电子风扇对冷却液温度的控制主要存在以下问题:

1、无法精确控制冷却液温度。目前,工程中常用的电子风扇控制发动机冷却液温度的



方法主要为开关控制、逻辑控制、比例-积分-微分 (PID) 控制。由于发动机热管理系统具有大惯性及纯滞后特点,以上控制方法会导致冷却液温度较大波动,研究结果显示,开关控制冷却液温度波动超过10K,分段控制及PID控制冷却液温度波动约为5K。

2、调节速度慢。开关控制原理是根据冷却液温度设置风扇开关的阈值;逻辑控制原理是在不同冷却液温度划分若干等级,每个冷却液温度等级标定一个风扇转速。这两种控制方法在系统瞬态时无法达到最优的控制量,即风扇转速的约束边界,因此,冷却液温度调节速度慢。

3、整定困难。传统PID控制器由于没有前馈,很难做到调节速度快且超调量小。此外,由于系统存在大惯性及纯时滞特点,积分项较大会导致冷却液温度较大波动,较小则会使稳态偏差较大。

## 发明内容

[0007] 本发明的目的是提供了一种发动机热管理系统的动力学建模方法及水温控制方法。在系统的动力学建模方法中,建立了精确的气缸对内壁的加热功率模型、水套与冷却液的换热系数模型及散热器的散热功率模型。其中,水套与冷却液换热系数模型解决了非规则管路管内强制对流换热系数的建模问题。在系统的控制方法中,针对系统大惯性+纯时滞的特点,设计了逆动力学前馈+PD反馈+史密斯预估器的控制方法,实现电子风扇对发动机入口冷却液温度的快速、精确控制。

[0008] 本发明的研究方法包括以下步骤:

- (1) 根据发动机热管理系统的结构、原理及可测量的信号,建立系统的动力学模型;
- (2) 从对流换热及辐射换热机理出发,推导出动力学模型中三个中间变量的独立且可测的变量,中间变量包括:发动机气缸对内壁的加热功率、发动机水套与冷却液对流换热系数及散热器的散热功率,并根据实验数据建立该三个变量的拟合模型或脉谱 (MAP) 图模型;
- (3) 根据系统的动力学模型推导出系统的逆动力学模型,作为前馈控制器,计算系统稳态时的控制量;
- (4) 根据系统的动力学模型设计史密斯预估器,补偿系统的纯时滞环节;
- (5) 设计PD反馈控制器,根据控制输出的偏差调节系统瞬态时的控制量。

[0009] 本发明所述的发动机热管理系统的结构及原理:

机械水泵将散热器中的冷却液泵入发动机水套,吸收发动机燃烧及摩擦产生的热量,然后流回散热器,在风扇的作用下向环境散热,机械水泵与发动机曲轴刚性连接,其流量与发动机转速相关,电子风扇转速由ECU控制,ECU采集冷却液流量 $m_c$ 、发动机出入口冷却液温度 $T_{out}$ 及 $T_{in}$ 、进气量 $m_{ea}$ 及转速信号 $N$ ,同时,从车辆控制单元接收车速 $V$ 及环境温度信号 $T_{env}$ ,根据发动机入口参考冷却液温度 $T_{in\_ref}$ ,计算出风扇的转速 $N_{fan}$ 。

[0010] 本发明动力学模型的建立:

### ①热管理系统控制:

发动机热管理系统可测量信号有发动机冷却液流量、发动机入口及出口冷却液温度,控制量为风扇转速,输出量为发动机入口冷却液温度,控制目标为:在不同发动机进气量、转速、车速及环境温度下,跟踪发动机入口冷却液温度;

### ②动力学模型的建立:

(1) 状态方程:

$Q_{gf,w_{in}}$ 为发动机气缸对内壁的加热功率, $Q_{w_{in},c}$ 为内壁对冷却液加热功率, $Q_{c,w_{out}}$ 为冷却液向外壁加热功率, $Q_{w_{out},env}$ 为外壁向环境散热功率, $T_{w_{in}}$ 为内壁平均温度, $T_{w_{out}}$ 为外壁平均温度;将内壁平均温度 $T_{w_{in}}$ 及外壁平均温度 $T_{w_{out}}$ 分别视为集总参数,根据热力学第一定律, $T_{w_{in}}$ 及 $T_{w_{out}}$ 的动态方程表示如下:

$$C_{w_{out}}\dot{T}_{w_{out}} = Q_{c,w_{out}} - Q_{w_{out},env} \quad (1)$$

$$C_{w_{in}}\dot{T}_{w_{in}} = Q_{gf,w_{in}} - Q_{w_{in},c} \quad (2)$$

上式中, $C_{w_{out}}$ 及 $C_{w_{in}}$ 分别为外壁及内壁热容;由于外壁向环境散热功率 $Q_{w_{out},env}$ 相对很小,且较难测得,故将其忽略;气缸对内壁加热功率 $Q_{gf,w_{in}}$ 的建立是从对流换热及辐射换热机理出发,推导出与 $Q_{gf,w_{in}}$ 相关的独立且可测的变量, $Q_{gf,w_{in}}$ 表示为

$$Q_{gf,w_{in}} = f_1(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (1)$$

上式中, $m_{ea}$ 为发动机单位时间进气量, $N$ 为发动机转速, $T_{in}$ 为发动机入口冷却液温度, $m_c$ 为冷却液流量;根据对流换热公式,冷却液向外壁散热功率 $Q_{c,w_{out}}$ 及内壁对冷却液加热功率 $Q_{w_{in},c}$ 表示为

$$Q_{c,w_{out}} = h \cdot A_{c,w_{out}} \cdot (T_c - T_{w_{out}}) \quad (2)$$

$$Q_{w_{in},c} = h \cdot A_{w_{in},c} \cdot (T_{w_{in}} - T_c) \quad (3)$$

上式中, $A_{c,w_{out}}$ 及 $A_{w_{in},c}$ 分别为外壁和内壁与冷却液的换热面积;外壁和内壁与冷却液对流换热系数 $h$ 的建立是从对流换热机理出发,推导出与 $h$ 相关的独立且可测的变量 $h$ 表示为

$$h = f_2(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (4)$$

发动机内冷却液平均温度 $T_c$ 表示为

$$T_c = (T_{in} + T_{out}) / 2 \quad (5)$$

将热管理系统中的冷却液温度视作集总参数,用发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 近似表示, $T_{in}$ 的动态方程表示如下

$$C_c\dot{T}_{in} = Q_{w_{in},c} - Q_{c,w_{out}} - Q_r \quad (6)$$

上式中, $C_c$ 为系统内冷却液热容;散热器散热功率 $Q_r$ 的动态过程相比热管理系统的动态过程很小,因此,忽略其动态过程,建立稳态模型; $Q_r$ 的建立是从对流换热机理出发,推导出与 $Q_r$ 相关的独立且可测的变量, $Q_r$ 表示为

$$Q_r = f_3(m_c, T_{r_{in}}, V_{ra}, T_{env}) \quad (7)$$

上式中, $V_{ra}$ 为散热器入口空气体积流量, $V_{ra}$ 表示为

$$V_{ra} = f_4(V, N_{fan}, T_{env}) \quad (8)$$

$T_{r_{in}}$ 为散热器入口冷却液温度,是由发动机出口冷却液温度 $T_{out}$ 延迟时间 $t_1$ 得到, $T_{r_{in}}$ 表示为

$$T_{r_{in}}(t) = T_{out}(t - t_1) \quad (9)$$

其中, $t_1$ 是冷却液从发动机出口到散热器入口的延迟时间, $t_1$ 表示为

$$t_1 = f_5(m_c) \quad (10);$$

(2)  $Q_{gf,w_{in}}$ 模型

气缸对内壁的加热功率 $Q_{gf,w_{in}}$ 主要由燃烧加热功率 $Q_{comb}$ 及摩擦加热功率 $Q_{fric}$ 组成,即

$$Q_{gf,w\_in} = Q_{comb} + Q_{fric} \quad (11)$$

燃烧气体对发动机内壁的加热方式为对流换热及辐射换热,因此,燃烧加热功率 $Q_{comb}$ 可以描述为

$$Q_{comb} = h_{cyl} \cdot A_{cyl} \cdot (T_{comb} - T_{w\_in}) + A_{cyl} \cdot C_0 \cdot [\epsilon_g \cdot (\frac{T_{comb}}{100})^4 - \alpha_g \cdot (\frac{T_{w\_in}}{100})^4] \quad (12)$$

上式中, $A_{cyl}$ 是燃烧气体与内壁换热面积, $C_0$ 为黑体辐射系数, $\epsilon_g$ 为燃烧气体辐射传热发射率, $\alpha_g$ 为内壁辐射传热吸收率;燃烧气体与内壁换热系数 $h_{cyl}$ 近似为燃烧气体温度 $T_{comb}$ 与气缸内气流运动速度 $v_{a\_cyl}$ 的函数,即

$$h_{cyl} = f_6(v_{a\_cyl}, T_{comb}) \quad (13)$$

燃烧气体温度 $T_{comb}$ 与发动机单位时间进气量相关,即

$$T_{comb} = f_7(m_{ea}) \quad (14)$$

气缸内气流运动速度 $v_{a\_cyl}$ 与发动机进气量 $m_{ea}$ 及转速 $N$ 相关,即

$$v_{a\_cyl} = f_8(m_{ea}, N) \quad (15)$$

将公式(16)及(17)代入(15),得 $h_{cyl}$ 的表达式

$$h_{cyl} = f_g(m_{ea}, N) \quad (16)$$

将公式(16)及(18)代入(14),得燃烧气体对内壁的加热功率 $Q_{comb}$ 的表达式为

$$Q_{comb} = f_{10}(m_{ea}, N, T_{w\_in}) \quad (17)$$

又因为摩擦对内壁加热功率 $Q_{fric}$ 为转速 $N$ 的单变量函数,即

$$Q_{fric} = f_{11}(N) \quad (18)$$

因此,将公式(19)及(20)代入(13),得 $Q_{gf,w\_in}$ 的表达式为

$$Q_{gf,w\_in} = f_{12}(m_{ea}, N, T_{w\_in}) \quad (19)$$

由于公式(21)中的 $T_{w\_in}$ 无法测量,而观测值有可能出现误差或扰动,导致 $Q_{gf,w\_in}$ 不准,因此,继续对公式(21)推导,尝试用可测量的变量代替 $T_{w\_in}$ ;

因为对流换热系数 $h$ 主要为冷却液温度及流量的函数

$$h = f_{13}(m_c, T_c) \quad (20)$$

将公式(22)代入(5),得到 $Q_{w\_in,c}$ 表达式为

$$Q_{w\_in,c} = f_{14}(m_c, T_c, T_{w\_in}) \quad (21)$$

将公式(21)及(23)代入公式(2),得 $T_{w\_in}$ 的表达式为

$$T_{w\_in} = f_{15}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (22)$$

将公式(24)代入(21),得 $Q_{gf,w\_in}$ 表达式

$$Q_{gf,w\_in} = f_{16}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (23)$$

将公式(24)代入(23),得 $Q_{w\_in,c}$ 表达式

$$Q_{w\_in,c} = f_{17}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (24)$$

发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 与出口冷却液温度 $T_{out}$ 的稳态关系为

$$T_{out} = \frac{Q_{w\_in,c}}{m_c \cdot c_p} + T_{in} \quad (25)$$

上式中, $c_p$ 为冷却液比热容;将公式(26)代入(27),并将(27)代入(7),则发动机内平均冷却液温度 $T_c$ 可表示为

$$T_c = f_{18}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (26)$$

将公式(28)代入(25),得 $Q_{gf,w\_in}$ 最终表达式为

$$Q_{gf,w\_in} = f_{19}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (27);$$

(3) h模型

对流换热系数h表达式为

$$h = f_{20}(u_c, l, \rho, \eta, k, c_p) \quad (28)$$

其中,冷却液流速 $u_c$ 为流量 $m_c$ 及温度 $T_c$ 的函数,即

$$u_c = f_{21}(m_c, T_c) \quad (29)$$

发动机与冷却液对流换热特征长度 $l$ 为常值;冷却液密度 $\rho$ 、动力粘度 $\eta$ 、热导率 $k$ 及比热容 $c_p$ 近似为冷却液温度 $T_c$ 的单变量函数

$$[\rho, \eta, k, c_p] = f_{22}(T_c) \quad (30)$$

因此,对流换热系数h表示为

$$h = f_{23}(m_c, T_c) \quad (31)$$

经验证,拟合函数 $f_{23}$ 在全工况下误差为15%,而经验证发现,在固定发动机工况点拟合函数 $f_{23}$ 时精度较高,误差小于3%,因此,将发动机工况变量作为对流换热系数变量,则h表示为

$$h = f_{24}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (32)$$

进一步简化,将公式(28)代入(34),得h最终表达式

$$h = f_{25}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (33);$$

(4)  $Q_r$ 模型

散热器与冷却液换热系数 $h_{c\_r}$ 是

冷却液流量 $m_c$ 及散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 的函数, $h_{c\_r}$ 表示为

$$h_{c\_r} = f_{26}(m_c, T_{rc}) \quad (34)$$

散热器与环境换热系数 $h_{c\_a}$ 是空气质量流量 $m_{ra}$ 及流经散热器的空气平均温度 $T_{a\_ave}$ 的函数, $h_{c\_a}$ 表示为

$$h_{r\_a} = f_{27}(m_{ra}, T_{a\_ave}) \quad (35)$$

散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 及流经散热器的平均空气温度 $T_{a\_ave}$ 近似为

$$T_{rc} = (T_{r\_in} + T_{r\_out}) / 2 \quad (36)$$

$$T_{a\_ave} = (T_{env} + T_{a\_out}) / 2 \quad (37)$$

上式中, $T_{r\_in}$ 及 $T_{r\_out}$ 为散热器入口及出口冷却液温度, $T_{env}$ 为环境温度,即散热器入口空气温度, $T_{a\_out}$ 为散热器出口空气温度;

散热器与冷却液换热功率 $Q_{c\_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r\_a}$ 可以表示为

$$Q_{c\_r} = h_{c\_r} \cdot A_{c\_r} \cdot (T_{rc} - T_r) \quad (38)$$

$$Q_{r\_a} = h_{r\_a} \cdot A_{r\_a} \cdot (T_r - T_{a\_ave}) \quad (39)$$

上式中, $A_{c\_r}$ 及 $A_{r\_a}$ 分别为冷却液与散热器换热面积和散热器与空气换热面积, $T_r$ 为散热器本体平均温度;将散热器本体温度 $T_r$ 视作集总参数, $T_r$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_r = \frac{Q_{c\_r} - Q_{r\_a}}{C_r} \quad (40)$$

上式中, $C_r$ 为散热器热容;将公式(36)及(37)分别代入(40)及(41),并将公式(40)及(41)代入(42),则散热器本体温度 $T_r$ 表达式为

$$T_r = f_{28}(T_{rc}, m_c, T_{a\_ave}, m_{ra}) \quad (41)$$

将公式 (43) 分别代入公式 (40) 及 (41), 则散热器与冷却液换热功率 $Q_{c_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r_a}$ 可表示为

$$Q_{c_r} = f_{29}(T_{rc}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (42)$$

$$Q_{r_a} = f_{30}(T_{rc}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (43)$$

散热器出口冷却液温度 $T_{r_{out}}$ 及出口空气温度 $T_{a_{out}}$ 稳态方程为

$$T_{r_{out}} = T_{r_{in}} - \frac{Q_{c_r}}{m_c \cdot c_p} \quad (44)$$

$$T_{a_{out}} = T_{env} + \frac{Q_{r_a}}{m_a \cdot c_{p-a}} \quad (45)$$

上式中,  $c_{p-a}$ 为空气比热容; 将公式 (44) 代入 (46), 并将公式 (46) 代入 (38), 则散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 可表示为

$$T_{rc} = f_{31}(T_{r_{in}}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (46)$$

将公式 (45) 代入 (47), 并将公式 (47) 代入 (39), 则流经散热器的平均控制温度 $T_{a_{ave}}$ 可表示为

$$T_{a_{ave}} = f_{32}(T_{rc}, m_c, T_{a_{in}}, m_{ra}) \quad (47)$$

将公式 (49) 代入 (48), 得散热器平均冷却液温度 $T_{rc}$ 表达式

$$T_{rc} = f_{33}(T_{r_{in}}, m_c, T_{a_{in}}, m_{ra}) \quad (48)$$

将公式 (48) 代入 (49), 得散热器平均空气温度 $T_{a_{ave}}$ 表达式

$$T_{a_{ave}} = f_{34}(T_{r_{in}}, m_c, T_{a_{in}}, m_{ra}) \quad (49)$$

因此, 将公式 (50) 代入 (36), 将公式 (51) 代入 (37), 得冷却液与散热器对流换热系数 $h_{c_r}$ 及散热器与空气对流换热系数 $h_{c_a}$ 表达式

$$h_{c_r} = f_{35}(T_{r_{in}}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (50)$$

$$h_{r_a} = f_{36}(T_{r_{in}}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (51)$$

散热器换热系数 $k_r$ 表达式为

$$1/k_r = 1/h_{c_r} + \lambda/\delta + 1/h_{r_a} \quad (52)$$

上式中,  $\lambda$ 为散热器本体导热系数,  $\delta$ 为散热器壁厚; 将公式 (52) (53) 代入 (54), 则 $k_r$ 表示为

$$k_r = f_{37}(T_{r_{in}}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (53)$$

散热器散热功率 $Q_r$ 表达式为

$$Q_r = k_r \cdot A_{r_a} \cdot (T_{rc} - T_{a_{ave}}) \quad (54)$$

将公式 (50) (51) 及 (55) 代入 (56), 得 $Q_r$ 的最终表达式为

$$Q_r = f_{38}(T_{r_{in}}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (55)$$

或进一步推导, 散热器入口空气体积流量 $V_{ra}$ 表示为

$$V_{ra} = \frac{m_{ra}}{\rho_a} \quad (56)$$

其中, 散热器入口空气密度 $\rho_a$ 表示为

$$\rho_a = f_{39}(T_{env}) \quad (57)$$

将公式 (59) 代入 (58), 并将公式 (58) 代入 (57), 则 $Q_r$ 表达式为

$$Q_r = f_{40}(T_{r_{in}}, m_c, T_{env}, V_{ra}) \quad (58)$$

[0011] 本发明控制系统设计:

(1) 前馈控制器设计:

系统状态方程

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (59)$$

其中,系统状态量 $x$ 及控制量 $u$ 分别为

$$x = [T_{w\_out} \ T_{w\_in} \ T_{in}]^T$$

$$u = N_{fan}$$

令 $\dot{x} = 0$ ,得

$$Q_{gf, w\_in} - Q_r = 0 \quad (60);$$

通过求解方程(62)计算得到前馈控制量 $N_{fan, s}$ ;

将方程(62)转化为约束优化问题,优化问题描述如下

$$\min_u J(u) \quad (61)$$

$$J = (Q_{gf, w\_in} - Q_r)^2 \quad (62)$$

$$s. t. \ u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (63)$$

$J$ 为优化问题目标函数,其中, $Q_r$ 是关于 $u$ 的单调递增函数,而 $Q_{gf, w\_in}$ 与 $u$ 无关,视作常值;

(2) 史密斯预估器设计

根据风扇转速、冷却液流量、发动机出口及入口冷却液温度,计算出系统无延迟时发动机的入口冷却液温度 $T_{in, p}$ ;其中,散热器出口冷却液温度 $T_{r, out}$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_{r, out} = \frac{1}{t_r} (T_{r, in} - \frac{Q_r}{m_c \cdot c_p} - T_{r, out}) \quad (64)$$

时间常数为 $t_r$ ;

风扇动作后, $t_r$ 为冷却液流经散热器的时间, $t_r$ 表示为

$$t_r = \frac{V_r \cdot \rho}{m_c} \quad (65)$$

其中, $V_r$ 是散热器容积;

发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 由散热器出口冷却液温度 $T_{r, out}$ 延迟时间 $t_2$ 得到, $T_{in}$ 表示为

$$T_{in}(t) = T_{r, out}(t - t_2) \quad (66)$$

其中, $t_2$ 表示为

$$t_2 = f_{41}(m_c) \quad (67);$$

(3) 反馈控制器设计

反馈采用PD控制器,根据参考发动机入口冷却液温度 $T_{in, ref}$ 与史密斯预估器得到的系统无延迟时发动机入口冷却液温度 $T_{in, p}$ 的偏差,计算得到反馈修正量 $N_{fan, c}$ ,继而与前馈控制器稳态控制量相加,并经饱和约束后得到总控制量 $N_{fan}$ 。

[0012] 本发明与现有技术相比本发明的优势如下:

1、精确的建立了发动机热管理系统的动力学模型,使控制精度得以提高。其中,气缸对内壁加热功率模型及散热器散热功率模型精度得到提高,水套与冷却液换热系数模型解决了非规则管路管内强制对流换热系数的建模问题。

2、精确的动力学模型及史密斯预估器的使用提高了控制精度及快速性,同时减小了PD控制器的整定难度及工作量,使工程化实现更容易。

## 附图说明

[0013] 下面结合附图对本发明的具体实施方式作进一步的说明,本发明的这些和/或其他方面将更清晰明白。

图1是实施本发明所述的发动机热管理系统结构图;

图2是实施本发明所述的发动机热管理系统控制框图;

图3是发动机与冷却液换热过程热示意图;

图4是验证气缸对内壁加热功率的组成时采用的工况;

图5是不同工况下气缸对内壁加热功率的组成;

图6是模型(33)在全工况下精度示意图,离散点为试验得到的真实值,曲面为拟合得到的模型;

图7是模型(33)在固定工况下精度示意图,离散点为试验得到的真实值,曲面为拟合得到的模型;

图8是本发明中发动机热管理系统动力学模型验证时的输入量;

图9是动力学模型的验证结果;

图10是本发明控制系统在稳态工况控制结果;

图11是稳态工况控制的稳态误差;

图12是本发明控制系统瞬态工况验证时的工况选取;

图13是控制系统在瞬态工况控制结果;

图14是控制系统在模型失配干扰下控制结果;

图15是控制模型在模型失配干扰下稳态误差;

## 具体实施方式

[0014] 本发明所述的发动机热管理系统的控制是通过软件联合仿真实现,软件采用 Matlab/Simulink 及 GT-Power。其中,GT-Power 软件是一个商用的发动机一维仿真软件,主要作用是提供高保真的发动机热管理系统模型,代替真实的发动机热管理系统作为被控对象。MATLAB/Simulink 软件则是用于控制器及观测器的搭建。

[0015] 从功能上说本发明包括以下几部分:逆动力学前馈控制器模块、史密斯预估器模块、PD 反馈控制器模块、发动机热管理系统模块。下面详细说明各部分的作用:

逆动力学前馈控制器模块根据当前测量信号,计算出实现目标冷却液温度的风扇转速,作为前馈控制量。

[0016] 史密斯预估器根据当前测量信号及风扇转速指令,计算出纯时滞环节的补偿量。

[0017] PD 反馈控制器根据系统冷却液温度的偏差计算出反馈控制量,改变风扇转速,从而调节冷却液温度。

[0018] 发动机热管理系统模块模拟真实的被控对象。在建模过程中,通过采集其数据建立动力学模型;在控制过程中,根据风扇转速,输出系统的冷却液温度。

[0019] 本发明涉及发动机热管理系统的动力学模型的建立及基于模型的控制方法。更具体的说,本发明从发动机热管理系统的机理出发,建立系统的动力学模型,为了提高模型的精度,对动力学模型中三个主要中间变量进行精确建模;为了快速跟踪目标冷却液温度及

减小控制量波动,设计基于逆动力学模型的前馈控制器;针对系统存在的纯时滞特点,设计史密斯预估器对其补偿;针对系统存在的大惯性特点,设计比例-微分(PD)反馈控制器,从而实现电子风扇对发动机入口冷却液温度的快速、精确控制。

[0020] 为详细说明本发明的技术内容、构造特点、实现目的等下面结合附图对本发明进行全面解释。

#### [0021] 1、发动机热管理系统的结构及原理

实施本发明所述的发动机热管理系统结构图如图1所示,系统包括:发动机、散热器、电子风扇、机械水泵、冷却液流量传感器、发动机入口及出口冷却液温度传感器。执行机构为电子风扇。系统中可测量信号包括:发动机冷却液流量、发动机入口及出口冷却液温度。其他输入信号包括:发动机进气量、转速、车速及环境温度。

[0022] 机械水泵将散热器中的冷却液泵入发动机水套,吸收发动机燃烧及摩擦产生的热量。然后流回散热器,在风扇的作用下向环境散热。机械水泵与发动机曲轴刚性连接,其流量与发动机转速相关。电子风扇转速由ECU控制,ECU采集冷却液流量 $m_c$ 、发动机出入口冷却液温度 $T_{out}$ 及 $T_{in}$ 、进气量 $m_{ea}$ 及转速信号 $N$ ,同时,从车辆控制单元(VCU)接收车速 $V$ 及环境温度信号 $T_{env}$ ,根据发动机入口参考冷却液温度 $T_{in\_ref}$ ,计算出风扇的转速 $N_{fan}$ 。

#### [0023] 2、热管理系统控制框图

本发明的系统控制框图如图2所示,组成有:逆动力学模型前馈控制器、史密斯预估器、PD反馈控制器、发动机热管理系统、机械水泵及电子风扇。发动机热管理系统可测量信号有发动机冷却液流量、发动机入口及出口冷却液温度,控制量为风扇转速,输出量为发动机入口冷却液温度,控制目标为:在不同发动机进气量、转速、车速及环境温度下,跟踪发动机入口冷却液温度。

#### [0024] 动力学模型的建立

为了使动力学模型具有通用性,建模过程中,我们认为水泵流量是独立可调的,而不受发动机转速限制。

##### [0025] (1) 状态方程

图3所示为发动机与冷却液换热过程示意图。 $Q_{gf,w\_in}$ 为发动机气缸对内壁的加热功率。 $Q_{w\_in,c}$ 为内壁对冷却液加热功率, $Q_{c,w\_out}$ 为冷却液向外壁加热功率, $Q_{w\_out,env}$ 为外壁向环境散热功率, $T_{w\_in}$ 为内壁平均温度, $T_{w\_out}$ 为外壁平均温度。

[0026] 将内壁平均温度 $T_{w\_in}$ 及外壁平均温度 $T_{w\_out}$ 分别视为集总参数,根据热力学第一定律, $T_{w\_in}$ 及 $T_{w\_out}$ 的动态方程表示如下

$$C_{w\_out}\dot{T}_{w\_out} = Q_{c,w\_out} - Q_{w\_out,env} \quad (68)$$

$$C_{w\_in}\dot{T}_{w\_in} = Q_{gf,w\_in} - Q_{w\_in,c} \quad (69)$$

上式中, $C_{w\_out}$ 及 $C_{w\_in}$ 分别为外壁及内壁热容。由于外壁向环境散热功率 $Q_{w\_out,env}$ 相对很小,且较难测得,故将其忽略。气缸对内壁加热功率 $Q_{gf,w\_in}$ 的建立是从对流换热及辐射换机理出发,推导出与 $Q_{gf,w\_in}$ 相关的独立且可测的变量(具体推导将在后续介绍), $Q_{gf,w\_in}$ 表示为

$$Q_{gf,w\_in} = f_1(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (70)$$

上式中, $m_{ea}$ 为发动机单位时间进气量, $N$ 为发动机转速, $T_{in}$ 为发动机入口冷却液温度,



$m_c$ 为冷却液流量。根据对流换热公式,冷却液向外壁散热功率 $Q_{c,w_{out}}$ 及内壁对冷却液加热功率 $Q_{w_{in},c}$ 表示为

$$Q_{c,w_{out}} = h \cdot A_{c,w_{out}} \cdot (T_c - T_{w_{out}}) \quad (71)$$

$$Q_{w_{in},c} = h \cdot A_{w_{in},c} \cdot (T_{w_{in}} - T_c) \quad (72)$$

上式中, $A_{c,w_{out}}$ 及 $A_{w_{in},c}$ 分别为外壁和内壁与冷却液的换热面积。外壁和内壁与冷却液对流换热系数 $h$ 的建立是从对流换热机理出发,推导出与 $h$ 相关的独立且可测的变量(具体推导将在后续介绍), $h$ 表示为

$$h = f_2(m_{ea}, N, T_{in}, m_c) \quad (73)$$

发动机内冷却液平均温度 $T_c$ 表示为

$$T_c = (T_{in} + T_{out}) / 2 \quad (74)$$

将热管理系统中的冷却液温度视作集总参数,用发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 近似表示, $T_{in}$ 的动态方程表示如下

$$C_c \dot{T}_{in} = Q_{w_{in},c} - Q_{c,w_{out}} - Q_r \quad (75)$$

上式中, $C_c$ 为系统内冷却液热容。散热器散热功率 $Q_r$ 的动态过程相比热管理系统的动态过程很小,因此,忽略其动态过程,建立稳态模型。 $Q_r$ 的建立是从对流换热机理出发,推导出与 $Q_r$ 相关的独立且可测的变量(具体推导将在后续借号), $Q_r$ 表示为

$$Q_r = f_3(m_c, T_{r_{in}}, V_{ra}, T_{env}) \quad (76)$$

上式中, $V_{ra}$ 为散热器入口空气体积流量, $V_{ra}$ 表示为

$$V_{ra} = f_4(V, N_{fan}, T_{env}) \quad (77)$$

$T_{r_{in}}$ 为散热器入口冷却液温度,是由发动机出口冷却液温度 $T_{out}$ 延迟时间 $t_1$ 得到, $T_{r_{in}}$ 表示为

$$T_{r_{in}}(t) = T_{out}(t - t_1) \quad (78)$$

其中, $t_1$ 是冷却液从发动机出口到散热器入口的延迟时间, $t_1$ 表示为

$$t_1 = f_5(m_c) \quad (79)$$

#### [0027] (2) $Q_{gf,w_{in}}$ 模型

图5所示为不同工况下,气缸对内壁的加热功率的组成。分别改变冷却液流量、风扇转速、发动机转速、进气量及车速,如图4所示。图5所示为气缸对内壁的加热功率、燃烧加热功率及摩擦加热功率的对比,由图可知,气缸对内壁的加热功率 $Q_{gf,w_{in}}$ 主要由燃烧加热功率 $Q_{comb}$ 及摩擦加热功率 $Q_{fric}$ 组成,即

$$Q_{gf,w_{in}} = Q_{comb} + Q_{fric} \quad (80)$$

燃烧气体对发动机内壁的加热方式为对流换热及辐射换热,因此,燃烧加热功率 $Q_{comb}$ 可以描述为

$$Q_{comb} = h_{cyl} \cdot A_{cyl} \cdot (T_{comb} - T_{w_{in}}) + A_{cyl} \cdot C_0 \cdot [\epsilon_g \cdot (\frac{T_{comb}}{100})^4 - \alpha_g \cdot (\frac{T_{w_{in}}}{100})^4] \quad (81)$$

上式中, $A_{cyl}$ 是燃烧气体与内壁换热面积, $C_0$ 为黑体辐射系数, $\epsilon_g$ 为燃烧气体辐射传热发射率, $\alpha_g$ 为内壁辐射传热吸收率。燃烧气体与内壁换热系数 $h_{cyl}$ 近似为燃烧气体温度 $T_{comb}$ 与气缸内气流运动速度 $v_{a_{cyl}}$ 的函数,即

$$h_{cyl} = f_6(v_{a_{cyl}}, T_{comb}) \quad (82)$$

燃烧气体温度 $T_{comb}$ 与发动机单位时间进气量相关,即

$$T_{\text{comb}} = f_7(m_{\text{ea}}) \quad (83)$$

气缸内气流运动速度 $v_{\text{a\_cyl}}$ 与发动机进气量 $m_{\text{ea}}$ 及转速 $N$ 相关,即

$$v_{\text{a\_cyl}} = f_8(m_{\text{ea}}, N) \quad (84)$$

将公式(16)及(17)代入(15),得 $h_{\text{cyl}}$ 的表达式

$$h_{\text{cyl}} = f_9(m_{\text{ea}}, N) \quad (85)$$

将公式(16)及(18)代入(14),得燃烧气体对内壁的加热功率 $Q_{\text{comb}}$ 的表达式为

$$Q_{\text{comb}} = f_{10}(m_{\text{ea}}, N, T_{\text{w\_in}}) \quad (86)$$

又因为摩擦对内壁加热功率 $Q_{\text{fric}}$ 为转速 $N$ 的单变量函数,即

$$Q_{\text{fric}} = f_{11}(N) \quad (87)$$

因此,将公式(19)及(20)代入(13),得 $Q_{\text{gf, w\_in}}$ 的表达式为

$$Q_{\text{gf, w\_in}} = f_{12}(m_{\text{ea}}, N, T_{\text{w\_in}}) \quad (88)$$

由于公式(21)中的 $T_{\text{w\_in}}$ 无法测量,而观测值有可能出现误差或扰动,导致 $Q_{\text{gf, w\_in}}$ 不准,因此,继续对公式(21)推导,尝试用可测量的变量代替 $T_{\text{w\_in}}$ 。

[0028] 因为对流换热系数 $h$ 主要为冷却液温度及流量的函数(后续将详解)

$$h = f_{13}(m_{\text{c}}, T_{\text{c}}) \quad (89)$$

将公式(22)代入(5),得到 $Q_{\text{w\_in, c}}$ 表达式为

$$Q_{\text{w\_in, c}} = f_{14}(m_{\text{c}}, T_{\text{c}}, T_{\text{w\_in}}) \quad (90)$$

将公式(21)及(23)代入公式(2),得 $T_{\text{w\_in}}$ 的表达式为

$$T_{\text{w\_in}} = f_{15}(m_{\text{ea}}, N, m_{\text{c}}, T_{\text{c}}) \quad (91)$$

将公式(24)代入(21),得 $Q_{\text{gf, w\_in}}$ 表达式

$$Q_{\text{gf, w\_in}} = f_{16}(m_{\text{ea}}, N, m_{\text{c}}, T_{\text{c}}) \quad (92)$$

将公式(24)代入(23),得 $Q_{\text{w\_in, c}}$ 表达式

$$Q_{\text{w\_in, c}} = f_{17}(m_{\text{ea}}, N, m_{\text{c}}, T_{\text{c}}) \quad (93)$$

发动机入口冷却液温度 $T_{\text{in}}$ 与出口冷却液温度 $T_{\text{out}}$ 的稳态关系为

$$T_{\text{out}} = \frac{Q_{\text{w\_in, c}}}{m_{\text{c}} \cdot c_p} + T_{\text{in}} \quad (94)$$

上式中, $c_p$ 为冷却液比热容。将公式(26)代入(27),并将(27)代入(7),则发动机内平均冷却液温度 $T_{\text{c}}$ 可表示为

$$T_{\text{c}} = f_{18}(m_{\text{ea}}, N, m_{\text{c}}, T_{\text{in}}) \quad (95)$$

将公式(28)代入(25),得 $Q_{\text{gf, w\_in}}$ 最终表达式为

$$Q_{\text{gf, w\_in}} = f_{19}(m_{\text{ea}}, N, m_{\text{c}}, T_{\text{in}}) \quad (96)。$$

[0029] (3)  $h$ 模型

对流换热系数 $h$ 表达式为

$$h = f_{20}(u_{\text{c}}, l, \rho, \eta, k, c_p) \quad (97)$$

其中,冷却液流速 $u_{\text{c}}$ 为流量 $m_{\text{c}}$ 及温度 $T_{\text{c}}$ 的函数,即

$$u_{\text{c}} = f_{21}(m_{\text{c}}, T_{\text{c}}) \quad (98)$$

发动机与冷却液对流换热特征长度 $l$ 为常值。冷却液密度 $\rho$ 、动力粘度 $\eta$ 、热导率 $k$ 及比热容 $c_p$ 近似为冷却液温度 $T_{\text{c}}$ 的单变量函数

$$[\rho, \eta, k, c_p] = f_{22}(T_{\text{c}}) \quad (99)$$

因此,对流换热系数 $h$ 可表示为

$$h=f_{23}(m_c, T_c) \quad (100)$$

经验证,拟合函数 $f_{23}$ 在全工况下误差为15%,如图6所示。而经验证发现,在固定发动机工况点拟合函数 $f_{23}$ 时精度较高,误差小于3%,如图7所示。因此,将发动机工况变量作为对流换热系数变量,则 $h$ 表示为

$$h=f_{24}(m_{ea}, N, m_c, T_c) \quad (101)$$

进一步简化,将公式(28)代入(34),得 $h$ 最终表达式

$$h=f_{25}(m_{ea}, N, m_c, T_{in}) \quad (102)。$$

#### [0030] (4) $Q_r$ 模型

类似于发动机内壁与冷却液换热系数推导,散热器与冷却液换热系数 $h_{c_r}$ 是冷却液流量 $m_c$ 及散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 的函数, $h_{c_r}$ 表示为

$$h_{c_r}=f_{26}(m_c, T_{rc}) \quad (103)$$

散热器与环境换热系数 $h_{r_a}$ 是空气质量流量 $m_{ra}$ 及流经散热器的空气平均温度 $T_{a_{ave}}$ 的函数, $h_{r_a}$ 表示为

$$h_{r_a}=f_{27}(m_{ra}, T_{a_{ave}}) \quad (104)$$

散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 及流经散热器的平均空气温度 $T_{a_{ave}}$ 近似为

$$T_{rc}=(T_{r_{in}}+T_{r_{out}})/2 \quad (105)$$

$$T_{a_{ave}}=(T_{env}+T_{a_{out}})/2 \quad (106)$$

上式中, $T_{r_{in}}$ 及 $T_{r_{out}}$ 为散热器入口及出口冷却液温度, $T_{env}$ 为环境温度,即散热器入口空气温度, $T_{a_{out}}$ 为散热器出口空气温度。

#### [0031] 散热器与冷却液换热功率 $Q_{c_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r_a}$ 可以表示为

$$Q_{c_r}=h_{c_r} \cdot A_{c_r} \cdot (T_{rc}-T_r) \quad (107)$$

$$Q_{r_a}=h_{r_a} \cdot A_{r_a} \cdot (T_r-T_{a_{ave}}) \quad (108)$$

上式中, $A_{c_r}$ 及 $A_{r_a}$ 分别为冷却液与散热器换热面积和散热器与空气换热面积, $T_r$ 为散热器本体平均温度。将散热器本体温度 $T_r$ 视作集总参数, $T_r$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_r = \frac{Q_{c_r}-Q_{r_a}}{C_r} \quad (109)$$

上式中, $C_r$ 为散热器热容。将公式(36)及(37)分别代入(40)及(41),并将公式(40)及(41)代入(42),则散热器本体温度 $T_r$ 表达式为

$$T_r=f_{28}(T_{rc}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (110)$$

将公式(43)分别代入公式(40)及(41),则散热器与冷却液换热功率 $Q_{c_r}$ 及散热器与空气换热功率 $Q_{r_a}$ 可表示为

$$Q_{c_r}=f_{29}(T_{rc}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (111)$$

$$Q_{r_a}=f_{30}(T_{rc}, m_c, T_{a_{ave}}, m_{ra}) \quad (112)$$

散热器出口冷却液温度 $T_{r_{out}}$ 及出口空气温度 $T_{a_{out}}$ 稳态方程为

$$T_{r_{out}} = T_{r_{in}} - \frac{Q_{c_r}}{m_c \cdot c_p} \quad (113)$$

$$T_{a_{out}} = T_{env} + \frac{Q_{r_a}}{m_a \cdot c_{p-a}} \quad (114)$$

上式中,  $c_{p_a}$ 为空气比热容。将公式(44)代入(46),并将公式(46)代入(38),则散热器内平均冷却液温度 $T_{rc}$ 可表示为

$$T_{rc} = f_{31}(T_{r\_in}, m_c, T_{a\_ave}, m_{ra}) \quad (115)$$

将公式(45)代入(47),并将公式(47)代入(39),则流经散热器的平均控制温度 $T_{a\_ave}$ 可表示为

$$T_{a\_ave} = f_{32}(T_{rc}, m_c, T_{a\_in}, m_{ra}) \quad (116)$$

将公式(49)代入(48),得散热器平均冷却液温度 $T_{rc}$ 表达式

$$T_{rc} = f_{33}(T_{r\_in}, m_c, T_{a\_in}, m_{ra}) \quad (117)$$

将公式(48)代入(49),得散热器平均空气温度 $T_{a\_ave}$ 表达式

$$T_{a\_ave} = f_{34}(T_{r\_in}, m_c, T_{a\_in}, m_{ra}) \quad (118)$$

因此,将公式(50)代入(36),将公式(51)代入(37),得冷却液与散热器对流换热系数 $h_{c_r}$ 及散热器与空气对流换热系数 $h_{r_a}$ 表达式

$$h_{c_r} = f_{35}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (119)$$

$$h_{r_a} = f_{36}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (120)$$

散热器换热系数 $k_r$ 表达式为

$$1/k_r = 1/h_{c_r} + \lambda/\delta + 1/h_{r_a} \quad (121)$$

上式中, $\lambda$ 为散热器本体导热系数, $\delta$ 为散热器壁厚。将公式(52)(53)代入(54),则 $k_r$ 表示为

$$k_r = f_{37}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (122)$$

散热器散热功率 $Q_r$ 表达式为

$$Q_r = k_r \cdot A_{r_a} \cdot (T_{rc} - T_{a\_ave}) \quad (123)$$

将公式(50)(51)及(55)代入(56),得 $Q_r$ 的最终表达式为

$$Q_r = f_{38}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, m_{ra}) \quad (124)$$

或进一步推导,散热器入口空气体积流量 $V_{ra}$ 表示为

$$V_{ra} = \frac{m_{ra}}{\rho_a} \quad (125)$$

其中,散热器入口空气密度 $\rho_a$ 表示为

$$\rho_a = f_{39}(T_{env}) \quad (126)$$

将公式(59)代入(58),并将公式(58)代入(57),则 $Q_r$ 表达式为

$$Q_r = f_{40}(T_{r\_in}, m_c, T_{env}, V_{ra}) \quad (127)$$

#### [0032] 控制模型验证

分别给控制模型与GT-Power模型相同的输入量,如图8所示,动力学模型与GT-Power模型的状态量的对比曲线如图9所示。由图可知,动力学模型的趋势与GT-Power模型趋势保持一致,且动力学模型的状态量最大偏差为4K,因此,动力学模型能够描述系统的动态特性及拥有足够精度,能够用来进行下一步的控制器设计。

#### [0033] 控制系统设计

##### (1) 前馈控制器设计

前馈控制器作用是计算系统稳态控制量,因此,对于系统状态方程

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (128)$$

其中,系统状态量 $x$ 及控制量 $u$ 分别为

$$x = [T_{w\_out} \quad T_{w\_in} \quad T_{in}]^T$$

$$u = N_{fan}$$

令 $\dot{x} = 0$ ,得

$$Q_{gf,w\_in} - Q_r = 0 \quad (129)$$

通过求解方程 (62) 计算得到前馈控制量 $N_{fan,s}$ 。

[0034] 为保证较为精确的前馈控制量, $Q_{gf,w\_in}$ 与 $Q_r$ 采用MAP图形式模型,即函数 $f_1$ 及 $f_3$ 为MAP图,又因为控制量存在最大及最小值约束,因此,无法通过迭代法对方程 (62) 进行数值求解。因此,将方程 (62) 转化为约束优化问题,采用粒子群优化算法求解优化问题。优化问题描述如下

$$\min_u J(u) \quad (130)$$

$$J = (Q_{gf,w\_in} - Q_r)^2 \quad (131)$$

$$s.t. \quad u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (132)$$

$J$ 为优化问题目标函数,其中, $Q_r$ 是关于 $u$ 的单调递增函数,而 $Q_{gf,w\_in}$ 与 $u$ 无关,视作常值,因此,优化问题的解唯一。

[0035] (2) 史密斯预估器设计

史密斯预估器用以补偿散热器出口到发动机入口的传输延迟。史密斯预估器的结构形式如图2所示,根据风扇转速、冷却液流量、发动机出口及入口冷却液温度,计算出系统无延迟时发动机的入口冷却液温度 $T_{in,p}$ 。其中,散热器出口冷却液温度 $T_{r,out}$ 的动态方程表示为

$$\dot{T}_{r,out} = \frac{1}{t_r} (T_{r,in} - \frac{Q_r}{m_c \cdot c_p} - T_{r,out}) \quad (133)$$

上式是将风扇动作到散热器出口冷却液温度的过程近似看作一阶惯性过程,时间常数为 $t_r$ 。风扇动作后,散热器出口冷却液温度需时间才能达到新的稳态, $t_r$ 为冷却液流经散热器的时间, $t_r$ 表示为

$$t_r = \frac{V_r \cdot \rho}{m_c} \quad (134)$$

其中, $V_r$ 是散热器容积。

[0036] 发动机入口冷却液温度 $T_{in}$ 由散热器出口冷却液温度 $T_{r,out}$ 延迟时间 $t_2$ 得到, $T_{in}$ 表示为

$$T_{in}(t) = T_{r,out}(t - t_2) \quad (135)$$

其中, $t_2$ 表示为

$$t_2 = f_{41}(m_c) \quad (136)$$

[0037] (3) 反馈控制器设计

反馈采用PD控制器,根据参考发动机入口冷却液温度 $T_{in,ref}$ 与史密斯预估器得到的系统无延迟时发动机入口冷却液温度 $T_{in,p}$ 的偏差,计算得到反馈修正量 $N_{fan,c}$ ,继而与前馈控制器稳态控制量相加,并经饱和约束后得到总控制量 $N_{fan}$ 。由于系统干扰量变化频繁,如发动机转速、进气量及车速,导致系统输出偏差的正负交替变化,而积分环节调节较慢,会导致系统振荡甚至不稳定,因此不使用积分环节。由于系统存在大惯性及纯滞后,因此,引入微分环节减小系统振荡。

### [0038] 1、控制系统验证

为验证控制系统的有效性,通过GT-Power与Simulink联合仿真,在稳态工况、瞬态工况及模型失配干扰下,验证系统的跟踪效果。控制系统在Simulink中搭建,被控对象在GT-Power中搭建。

#### [0039] (1) 稳态工况仿真

稳态工况仿真的目的是验证前馈控制对减小稳态误差的作用。固定发动机及热管理系统工况:发动机进气量80g/s、转速3500r/min、车速100km/h、环境温度300K。图10所示为冷却液温度跟踪及控制量变化情况,图11所示为冷却液温度偏差对比。由图可知,前馈作用能够有效减小控制量波动及稳态误差,稳态误差接近为零。

#### [0040] (2) 瞬态工况仿真

瞬态工况仿真的目的是验证史密斯预估器对补偿纯时滞环节的作用。图12所示为发动机及热管理系统工况变化,图13所示为冷却液温度跟踪及控制量变化情况。由图可知,史密斯预估器能够将冷却液温度波动从8K降低到2K。

#### [0041] (3) 鲁棒性验证

随着车辆的使用,发动机水套会沉积水锈,减小水套与冷却液的换热量,导致控制器与被控对象的模型失配。此外,由于控制模型是基于固定冷却液牌号,冷却液的勿用或变质同样会导致模型失配。因此,需验证控制系统在模型失配干扰小的控制效果。将GT-Power中水套与冷却液换热系数减小30%,冷却液牌号改变为20%乙二醇(控制模型中冷却液牌号为50%乙二醇)。图14所示为模型失配干扰下冷却液温度跟踪及控制量变化情况,图15所示为模型失配干扰对稳态误差的影响。由图可知,由于模型失配干扰,风扇转速做出相应调整,稳态误差仅增加0.1K。

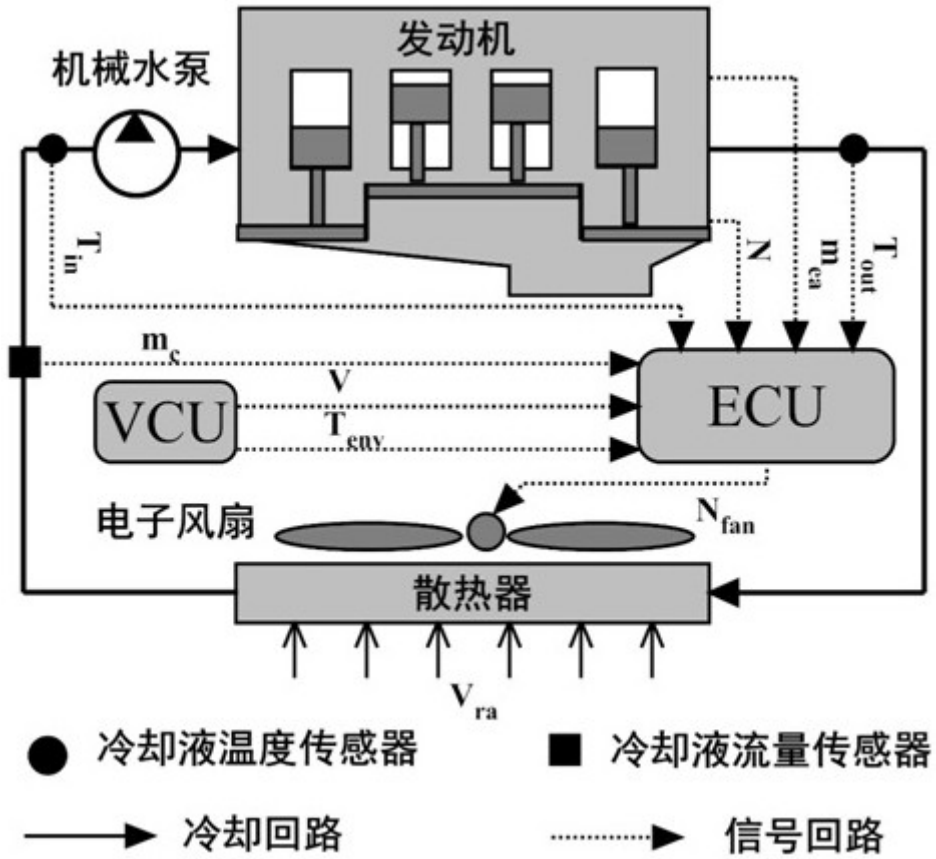


图1

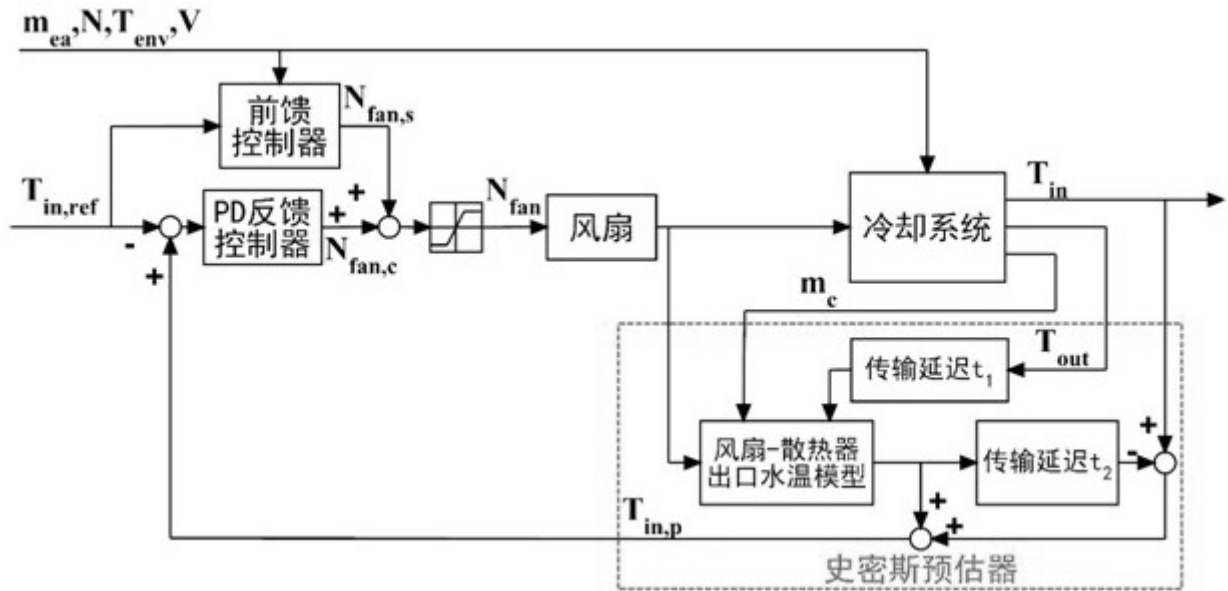


图2

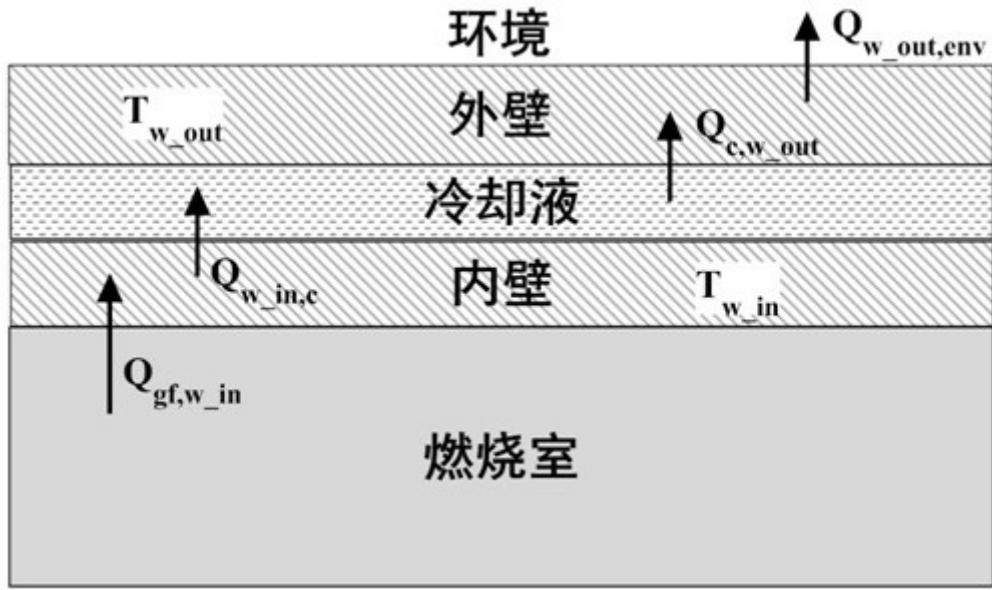


图3

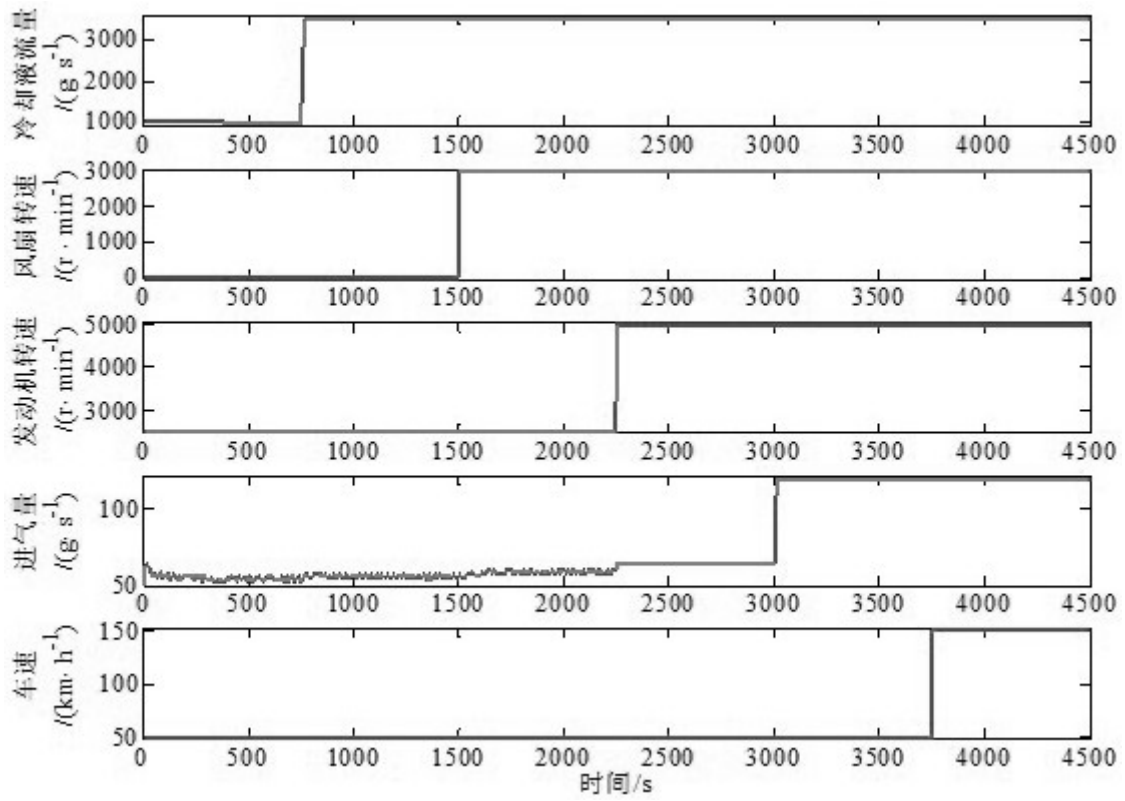


图4



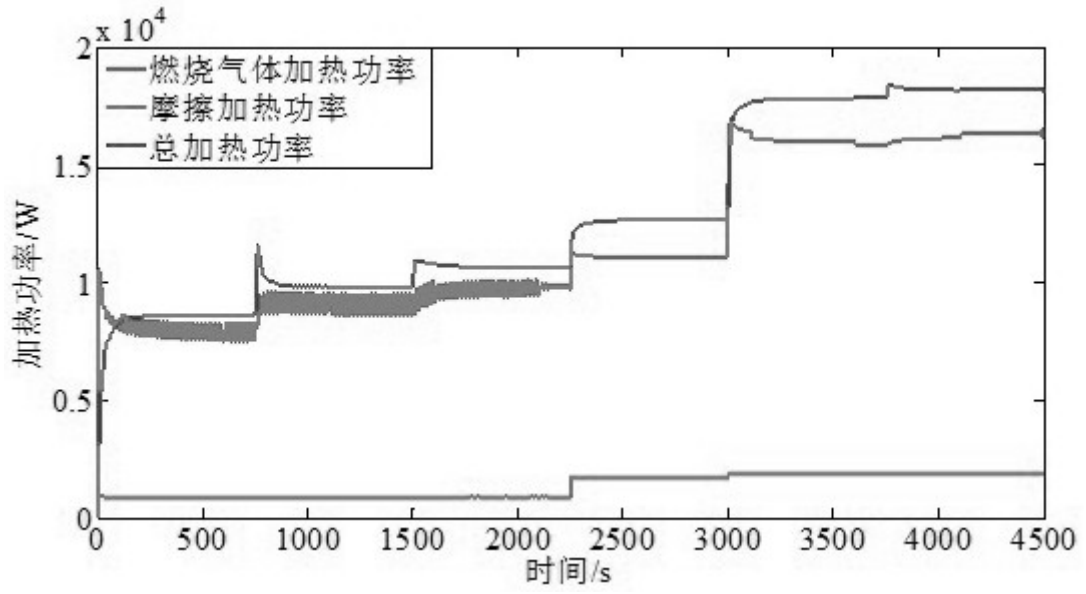


图5

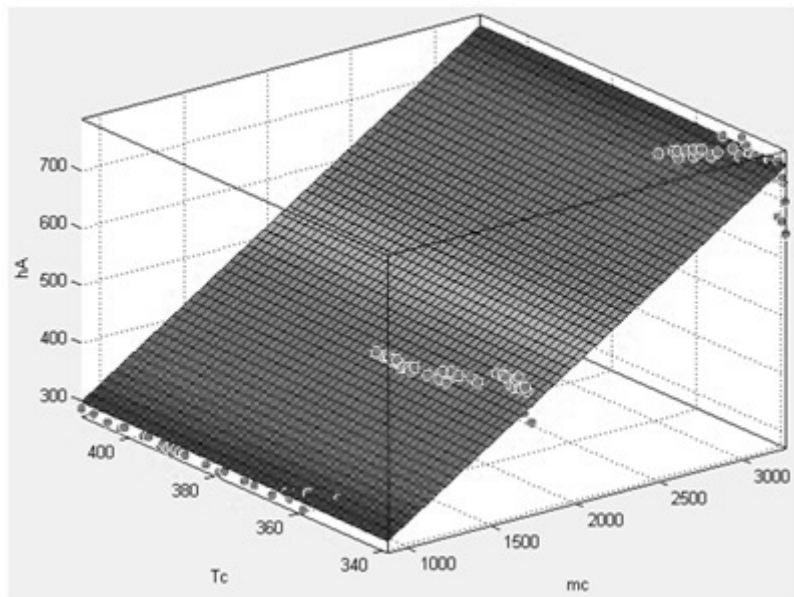


图6

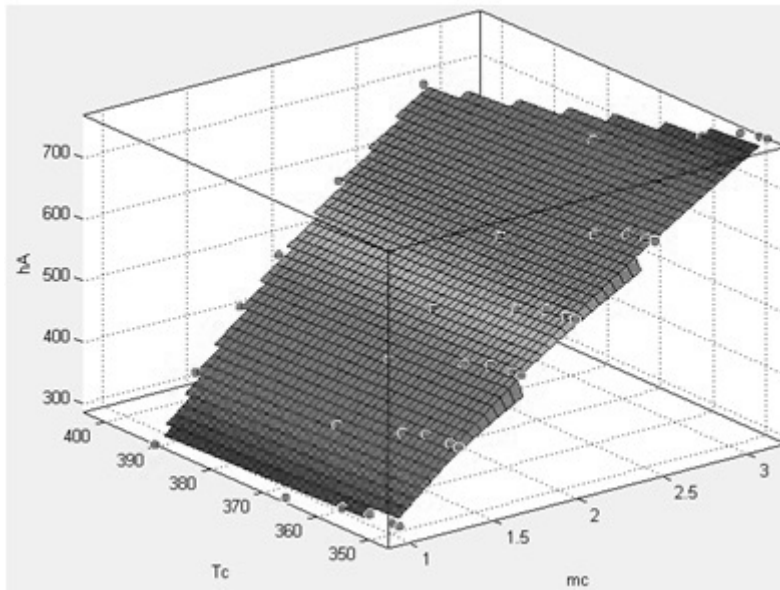


图7

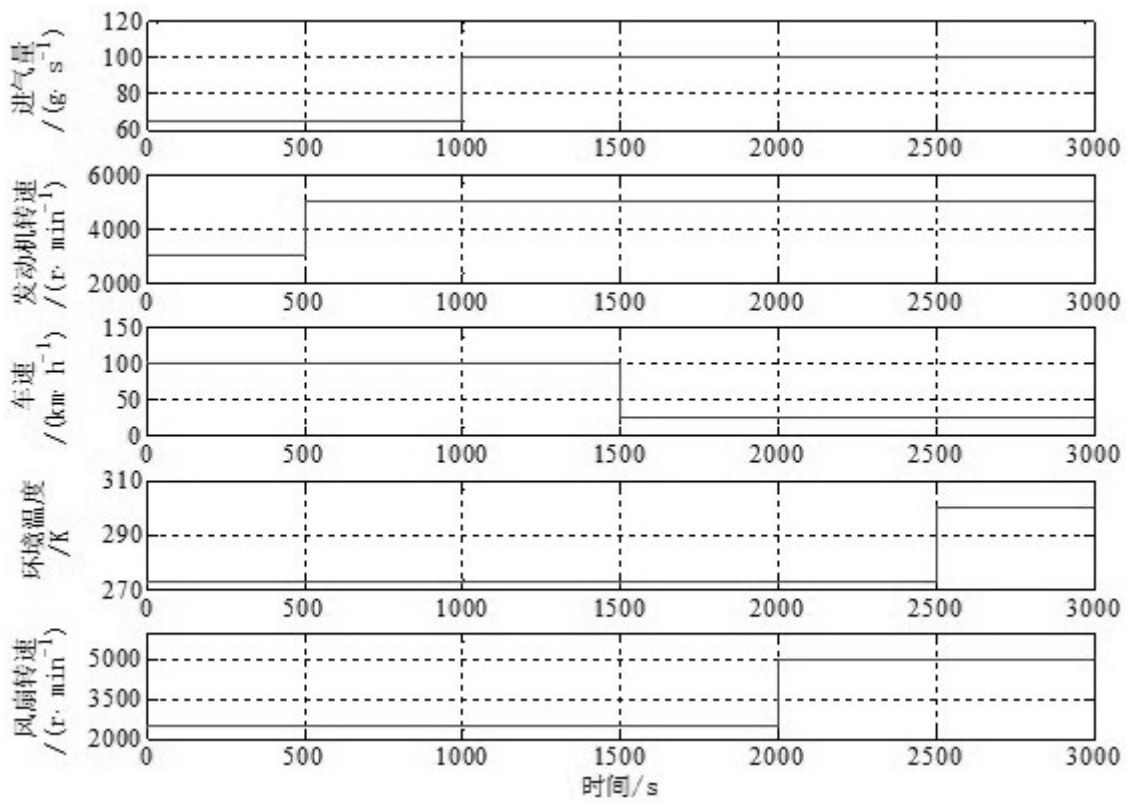


图8

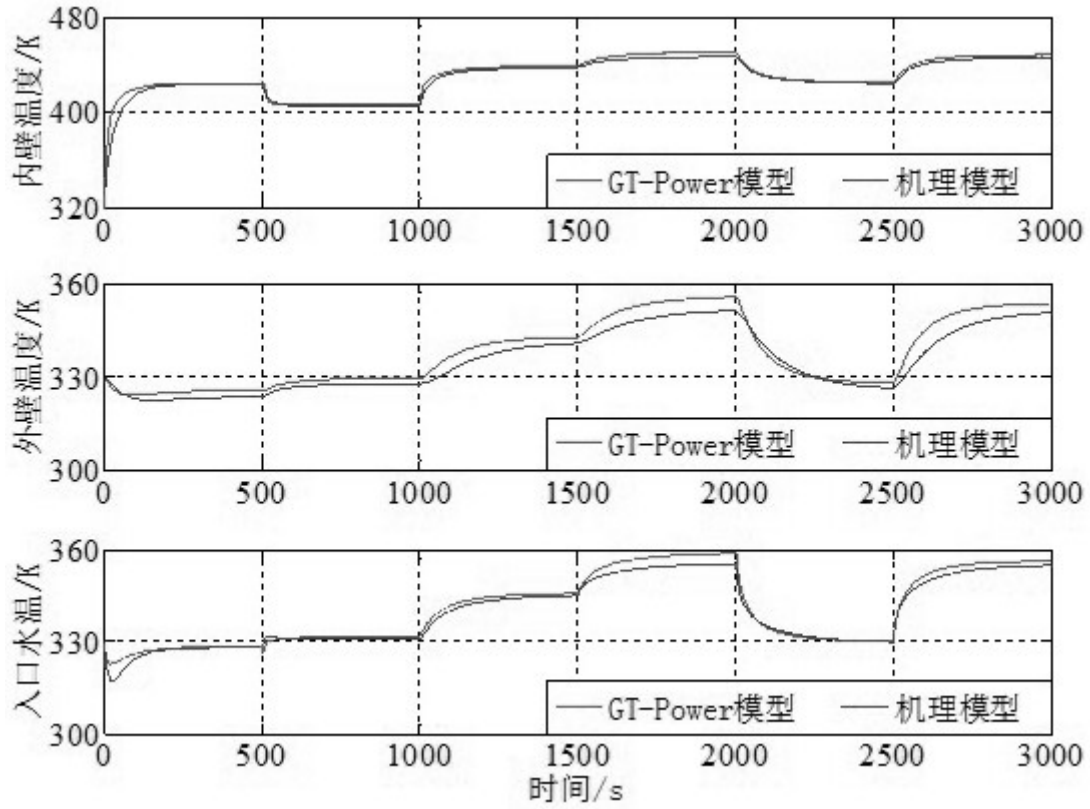


图9

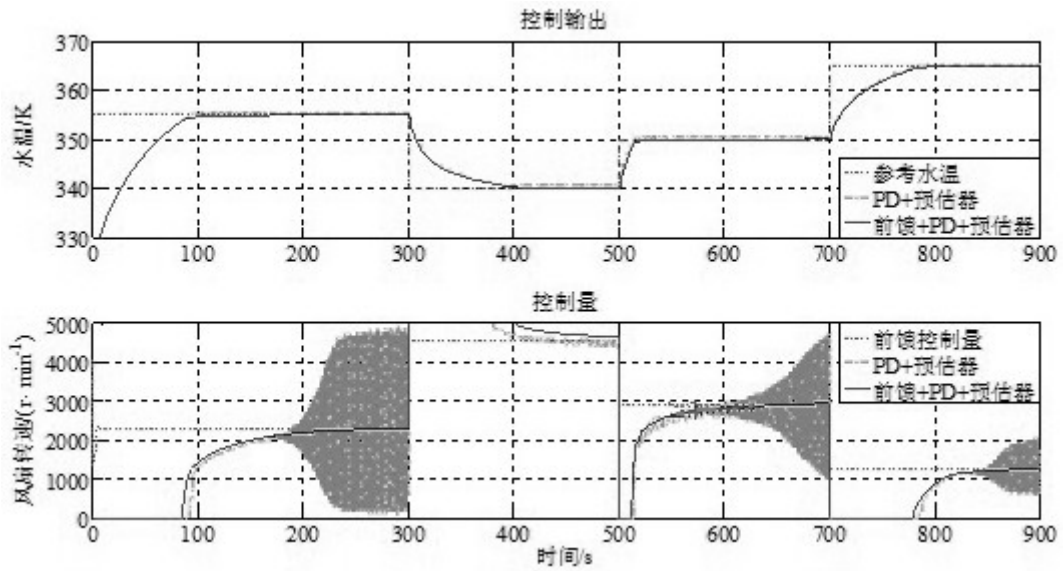


图10

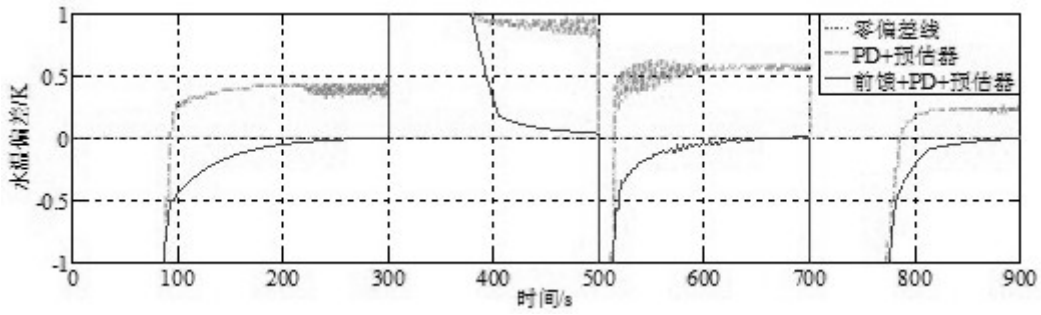


图11

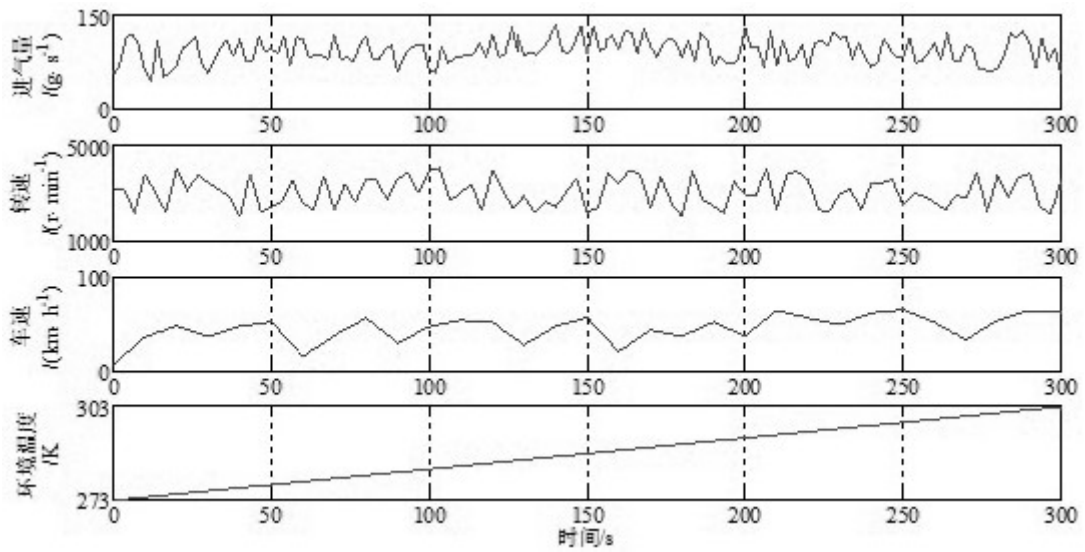


图12

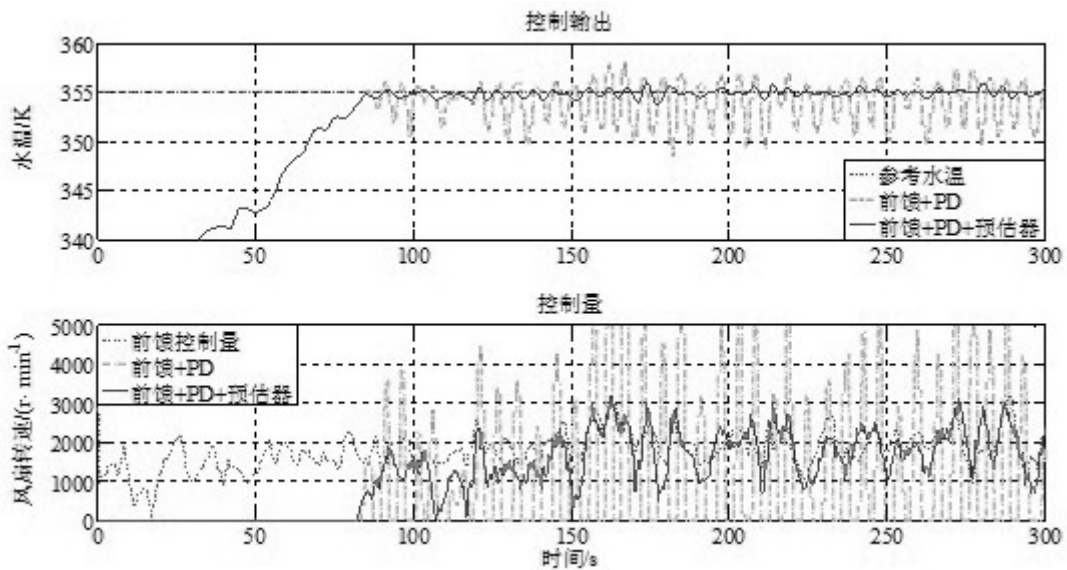


图13

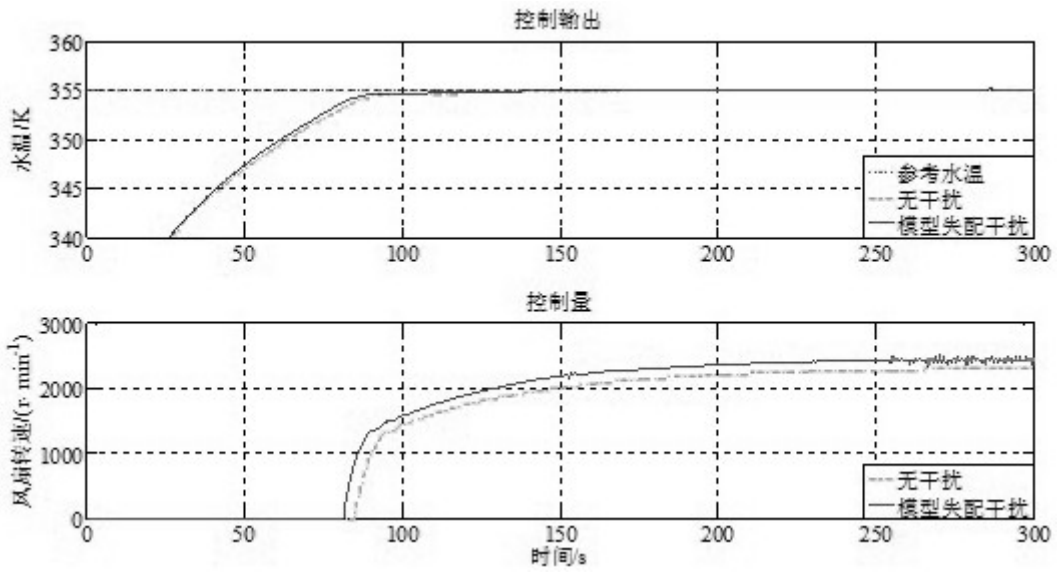


图14

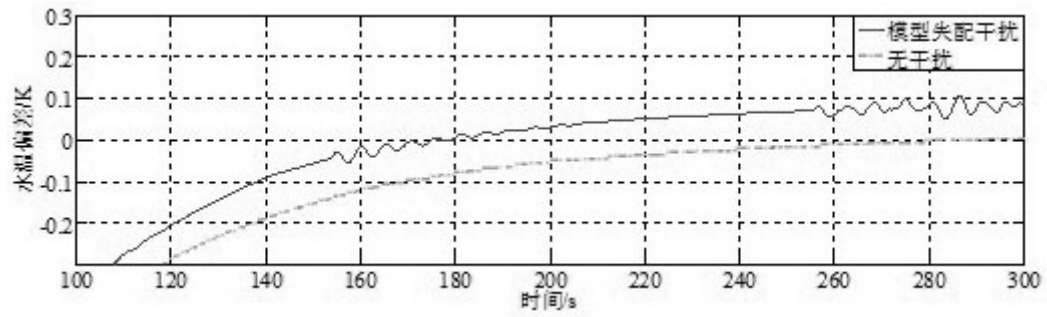


图15