

基于气动减阻和散热需求的主动格栅优化设计

贾青^{1,2,3}, 陈佳萍^{1,2,3}, 杨志刚^{2,3,4}

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804; 3. 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804; 4. 北京民用飞机技术研究中心, 北京 102211)

摘要: 主动进气格栅可通过控制车辆前端进气开口面积提升燃油经济性。不同车辆行驶工况下的格栅转角和风扇转速控制是主动格栅研究中的一大难点。首先结合风洞试验与数值仿真验证了计算流体力学模拟与发动机冷却系统一维模型的精度, 其次通过最优拉丁超立方抽样和神经网络拟合方法构建了主动格栅转角、冷却风扇转速、车速与阻力系数、冷却风速间的近似模型, 将其输入至冷却系统模型中, 根据实时的发动机冷却需求提供空气流量, 并选择阻力系数最小的转角组合进行控制, 最终可实现在不同环境温度下使循环工况燃油降比在0.6%~0.7%。

关键词: 主动格栅; 气动阻力; 冷却性能; 近似模型; 联合仿真

中图分类号: U463

文献标志码: A

Active Grille Shutter Optimal Design Based on Aerodynamic Drag Reduction and Heat Dissipation Requirements

JIA Qing^{1,2,3}, CHEN Jiaping^{1,2,3}, YANG Zhigang^{2,3,4}

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. Shanghai Key Lab of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Shanghai 201804, China; 4. Beijing Aeronautical Science & Technology Research Institute, Beijing, 102211, China)

Abstract: Active grille shutter can control vehicle front-end opening area, thereby the fuel economy will be improved. The control of grille angle and fan speed under different vehicle driving conditions is a difficulty in the research of active grille shutter. Firstly, the accuracy of both computational fluid dynamics simulation and engine cooling system one-dimensional model were verified by wind tunnel tests and numerical simulation separately. Secondly, an approximate model considering the AGS

angle, cooling fan speed, vehicle speed and drag coefficient, cooling air velocity was constructed by optimal Latin hypercube sampling and neural network fitting method, and then the model was input to the cooling system model. According to the real-time engine cooling demand, the AGS angle which can both meet the cooling requirements and minimum drag coefficient was chosen out. Finally the fuel reduction ratio of 0.6%~0.7% could be achieved under different ambient temperatures.

Key words: active grille shutter; aerodynamic drag; cooling performance; approximate model; co-simulation

近年来,国际原油价格不断攀升,能源节约和环境保护问题日益严峻,各大车企试图采用多种手段进行车辆空气动力学结构改进以降低油耗^[1],前端进气结构的优化设计越发引起车企的重视。

由于前端进风口的存在,车辆外部绕流空气与流经发动机舱的空气相互干扰,冷却空气流经发动机舱通过热交换器时发生压降,因此前端部件结构变化会造成气动阻力的变化。同时,前端进气量影响流经热交换器的冷却空气流量,从而影响发动机冷却系统的散热量。一般车辆的前端开口面积是基于高温、高负载的恶劣工况设计的^[2],在其他车辆行驶工况下往往存在冷却流量过量的现象,从而导致冷却性能过剩、阻力系数较高、燃油经济性较低的结果。因此,怎样在保证发动机散热性能的情况下,最小化气动阻力以减小燃油消耗,是前端进气结构件优化研究中的一大课题^[3]。

主动进气格栅(active grille shutter, AGS)是一种车辆发动机舱前端开口面积控制装置,一般加装在换热器前方,可通过改变格栅条的开闭角度控制

收稿日期: 2019-03-31

基金项目: 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室(18DZ2273300)

第一作者: 贾青(1979—),女,副教授,工学博士,主要研究方向为空气动力学。E-mail: qing.jia@sawtc.com

通信作者: 陈佳萍(1994—),女,工学硕士,主要研究方向为空气动力学。E-mail: chenjp@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

流经冷却模块的空气流量。在发动机舱热管理研究^[4-7]中,常采用一维软件仿真动力总成、冷却系统、空调系统等的内部工作状态,采用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真、试验研究或理论分析的方式得到发动机舱内即系统外部的空气流动状态,进而得出冷却空气流量变化对冷却系统性能和车辆燃油经济性的影响。此外,已有研究通过滑行试验^[8]、风洞试验^[9]或数值仿真^[10]等方法通过试验设计^[11]和函数回归或拟合的方式得到冷却系统特性和阻力系数与主动格栅和冷却模块控制参数之间的函数关系,继而进行主动格栅控制策略的制定。

国内对主动格栅优化设计的研究较少,且多采用试验研究。而通过三维流动和一维系统联合仿真来制定主动格栅控制策略并评估其控制效果作为实物制作前的先期研究可起到节约成本、缩短研发流程的作用。本文首先建立阻力和流量与AGS控制参数间的近似模型,其次提出满足发动机冷却需求同时减小阻力系数的控制策略,最终通过联合仿真方法验证主动格栅的控制效果。

1 试验研究与数值仿真方法验证

1.1 前端进气试验研究

主要采用数值模拟的方法研究主动格栅控制对整车阻力和发动机冷却性能的影响,首先需通过与试验结果对标验证CFD方法和发动机冷却系统一维模型的仿真精度。

1.1.1 气动风洞试验

试验车辆为某小型三厢轿车,车长4.52 m,车宽1.79 m,车高1.49 m,迎风面积为2.26 m²。在同济大学整车空气动力学风洞中进行试验,以验证整车阻力系数与车身周围流场结构的仿真精度。该风洞为3/4开口回流式风洞,喷口面积为27 m²,采用六分量天平获取整车气动阻力系数,并配备有边界层抽吸系统,采用五带移动系统模拟路面与车体的相对运动和车轮转动状态,沿车身中截面布置24个压力测点。试验车辆与空气动力学风洞如图1所示。

1.1.2 热环境风洞试验

在同济大学整车环境风洞中进行冷却系统热管理试验,以验证通过换热器的冷却空气流量和发动机冷却系统运转情况的仿真精度。该风洞为开口回流式风洞,喷口面积为7 m²,配备四轮转鼓,以模拟车辆在行驶过程中所受的路面载荷,同时可控制试



图1 试验车辆与空气动力学风洞

Fig.1 Test vehicle and aerodynamic wind tunnel

验段内环境温度、湿度以模拟不同天气条件。试验过程中车辆前端距喷口1.7 m。图2所示为试验车辆与环境风洞。

在散热器迎风面均匀布置9个叶轮测点,迎、背风面均布置12个热电偶测点,以分别获取散热器迎风面瞬时空气流量、流入和流出散热器的空气温度;在散热器冷却液进、出口位置各布置一个热电偶,以得到其进、出口冷却液温度;同时采用涡轮流量计和转速传感器分别测得冷却液流量和风扇转速。如图3、4所示分别为散热器迎风面的叶轮和热电偶布点以及部分试验测量设备。



图2 试验车辆与环境风洞

Fig.2 Test vehicle and climate wind tunnel

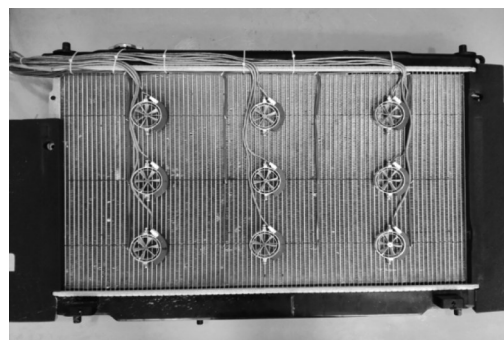


图3 散热器迎风面叶轮与热电偶布点

Fig.3 Impeller anemometer and thermocouple measuring points on the radiator windward side

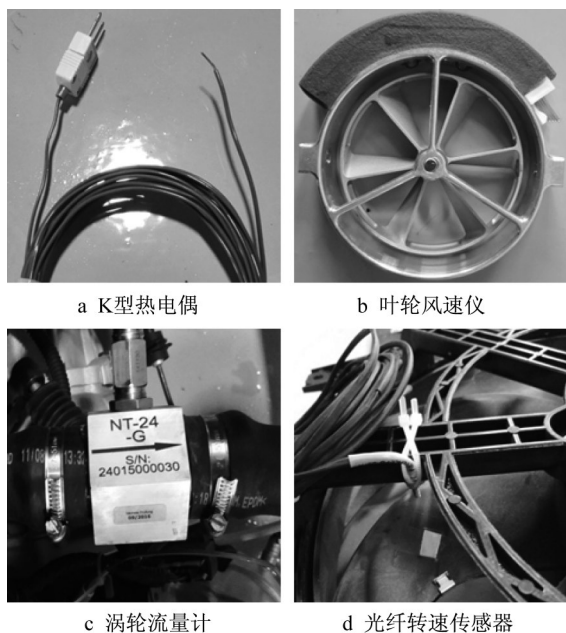


图4 部分试验测量设备
Fig.4 Partial test measuring equipment

环境风洞试验分为2个部分:一是恒速行驶试验,分别得到40、60、80、100、120 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 车速下流过散热器的冷却流量和冲击来流带动下的风扇风车状转速,用于流量仿真对标等;二是监测新欧洲行驶循环工况(new european driving cycle, NEDC)下车辆冷却系统的运行状态及整车油耗,用于后续发动机冷却系统一维模型的验证。

1.2 前端进气仿真对标

1.2.1 气动风洞试验仿真对标

采用1:1整车模型进行数值计算,对车辆外形不做改动,保留发动机舱内的动力传动系统、冷却模块等关键部件,舍去对流动影响较小的线束等。采用前处理软件HyperMesh 2017绘制面网格,对发动机舱、车底部等复杂部件位置进行加密。计算域设置为10倍车长、10倍车宽、5倍车高,其中车头距计算域入口3倍车长。如图5、6所示为分别为整车数值模型和气动仿真计算域。

采用STAR-CCM+ 12绘制体网格,车身部件及地面表面绘制边界层网格,对发动机舱、车尾部、两侧后视镜区域网格进行加密,对整车周围体网格进行2次加密,最终划分体网格数为3 700万左右。

湍流模型选择Realizable k-epsilon模型,在近壁面处采用Two-Layer All y^+ 边界层处理方法。计算域入口和出口边界分别设置为速度入口和压力出口,侧边和顶部壁面设置为对称面,车轮与地面设置为移动壁面。风扇模拟采用多重参考系模型,其转

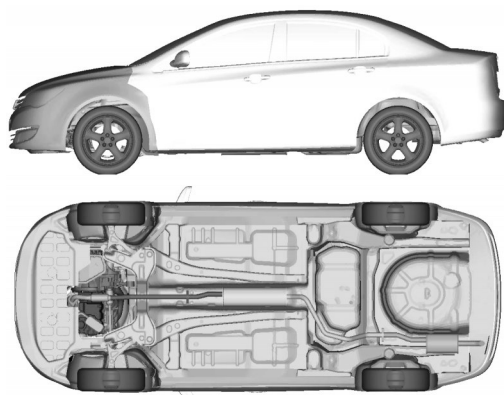


图5 整车数值模型
Fig.5 Vehicle numerical model

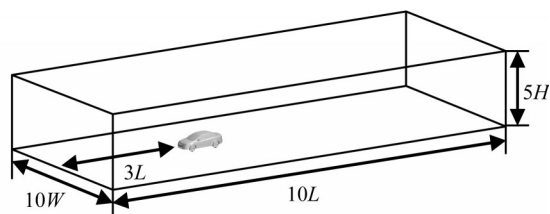


图6 气动仿真计算域
Fig.6 Aerodynamic simulation domain

速数据由试验测得。其他壁面设定为固定壁面。

散热器和冷凝器采用简化模型代替复杂结构,用多孔介质模型模拟空气流过换热器时产生的压降作用,其参数由风室试验台架数据拟合得到。风室试验台是专门用来测试通风机空气动力性能的一种试验装置,可通过测量不同气流流量下被测换热器前后的空气静压损失换算出换热器的性能参数。具体数据获取和拟合过程如下:将该车型的冷凝器和散热器安装在风室工装口,通过变频器控制风机改变冷凝器和散热器入口的风速,各测取16个流量点下换热器前后的静压值,每个点采样4次后进行平均处理,即可由流量和静压损失拟合出冷凝器和散热器的阻力特性曲线,为无常数项的一元二次多项式形式,其系数即为惯性阻力系数和黏性阻力系数,如表1所示。

表1 多孔介质参数设置

Tab.1 Porous media parameter setting

换热器	惯性阻力系数/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-4}$)	黏性阻力系数/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}$)
冷凝器	110.34	641.81
散热器	83.03	716.17

对比120 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 车速工况下气动阻力系数的仿真值和试验值,如表2所示。可知阻力系数仿真偏差控制在8.7%以下,在工程分析可接受的范围内。

由于该仿真模型是通过三维扫描和逆向建模得到的,在底盘后轴、发动机舱内部的部分部件结构与实车仍存在一定差距,导致了仿真阻力系数偏大的情况。

表2 阻力系数仿真对标

Tab.2 Drag coefficient simulation benchmark

工况	试验值	仿真值	偏差/%
外格栅开启	0.337 2	0.366 6	8.7
外格栅封闭	0.308 2	0.323 8	5.1

为进一步验证车辆外流场仿真的准确性,对车身中截面压力系数进行对标,如图7所示。可知沿车身表面的压力系数变化趋势与试验值吻合度较高,说明车身周围流场仿真较为准确。

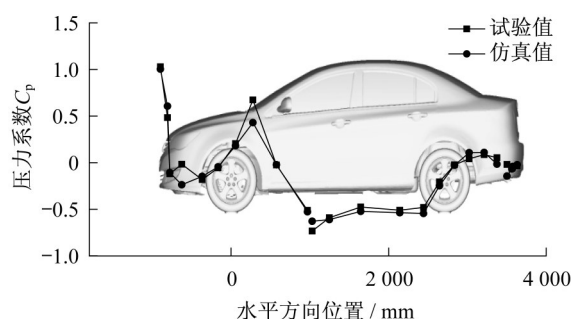


图7 车身中截面压力测点对标

Fig.7 Pressure coefficient benchmark on the vehicle cross section

1.2.2 环境风洞恒速试验仿真对标

仍采用上述1:1整车模型,将计算域设置为热环境风洞,包括收缩段、喷口、试验段、驻室、收集口和扩散段,其中为避免出口边界回流影响数值计算的稳定性,将扩散段延长至15 m^[12]。对发动机舱和车底部关键部件区域进行加密,湍流模型、壁面函数的选择以及车轮、风扇、散热器流动仿真方法均与气动风洞试验仿真对标一致。由于车辆运行过程中发动机舱内强迫对流占主导作用,因此忽略由空气温度分布不均导致密度变化引起的浮升力作用对发动机舱内流动的影响。图8所示为环境风洞试验仿真的计算域示意,主要进行冷却空气流量对标。

在散热器迎风面相应位置绘制9个与叶轮测量



图8 流量仿真计算域

Fig.8 Flowrate simulation domain

面积相同的圆形截面,取其速度平均值,与试验值对比,如图9所示。可知,除了低速下仿真值对风速有一定的高估,在中高速阶段偏差均在4%以下,表明冷却风量仿真的准确性。

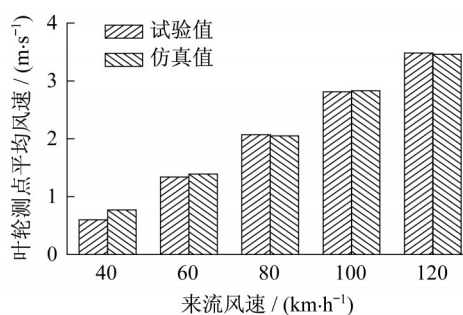


图9 散热器迎风面风速平均值对标

Fig.9 Average wind speed benchmark on the radiator windward side

1.2.3 环境风洞循环工况试验仿真对标

采用GT-SUITE v2016构建典型的发动机冷却系统一维模型,用于后续评估主动格栅控制效果。该系统主要由车身、传动系统、发动机、冷却循环等组成,如图10所示,可通过加载不同的循环工况模拟实车的瞬态运行状态,也可输入试验中测得的或仿真计算得到的散热器迎风面冷却流量和整车阻力系数。不考虑乘员舱热芯的换热,因此将其发热量设为零。

该冷却系统分为大循环和小循环,当冷却液温度较低时,仅流过发动机、水泵和部分管路;当冷却液温度上升到特定值时,节温器开启,部分冷却液进入大循环,流过散热器,与外界空气进行热交换。由台架试验得到各部件的性能参数,如内部冷却液和外部冷却空气流过散热器时产生的压降,散热器在不同的流体流量下可实现的换热量、水泵压升和效率曲线、发动机的制动平均有效压力、摩擦平均有效压力、散热量和油耗MAP(manifold absolute pressure)图等,分别输入到一维模型对应的模块中。

对发动机冷却系统一维模型的精度进行验证。将试验得到的散热器迎风面瞬时空气流量和温度输入至系统中,并设定发动机出水口初始温度与试验温度一致,为96.875℃。选取NEDC工况中4个市区工况对比试验值和仿真值,由于车辆为中低速行驶,设定阻力系数为0.361 2,该值为气动风洞试验中得到的该车型在40 km·h⁻¹下的阻力系数。如图11所示为发动机出水温度对比。

由图11可知,仿真得到的发动机出水温度能较

2.1 主动格栅结构设计

在原车的发动机舱中构建AGS,并重新设计与其配合的导流板,如图13所示。单个叶片的旋转方式为绕截面中心旋转。选取AGS布置位置为前期研究^[13]中减阻潜力最大的位置,即关闭时上AGS与垂直面夹角为 10° 、下AGS距散热器迎风面110mm。设定上、下AGS转角为相独立的控制参数。

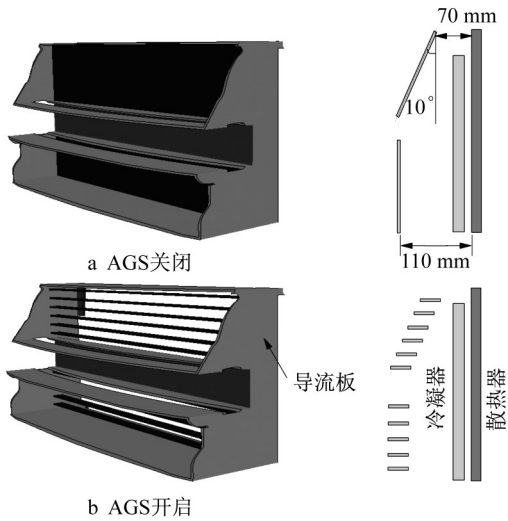


图13 AGS与导流板构建示意

Fig.13 Construction of AGS and deflector

2.2 模型构建方法介绍

2.2.1 最优拉丁超立方设计

拉丁超立方设计(latin hypercube design, LHD)是从多维参数分布空间中选取近似随机样本的一种统计方法,其原理是^[14]:在 n 维的设计空间中,将每一维坐标区间均匀等分为 m 个区间,随机选取 m 个点,使每个因素的每个水平只被研究一次,就得到了 n 维空间中数量为 m 的样本集合。

最优拉丁超立方设计(optimal latin hypercube design, Opt LHD)改进了拉丁超立方设计的均匀性,使因素与预测值的拟合更加精确,具有非常好的空间填充性和均衡性。使用Isight软件进行最优拉丁超立方抽样得到样本点。

2.2.2 神经网络拟合

在合理选择多维空间中的样本点后,通过这些样本点及对应的仿真结果可构建目标控制量与控制参数之间的近似模型,数值分析软件MATLAB提供了一种2层前馈式神经网络用以进行非线性函数拟合。

神经网络是一种通用的机器学习方法,其结构一般包含输入层、隐藏层和输出层,每层由若干个神

经元组成。输入层负责接收数据,隐藏层负责对数据进行分解、学习和处理,最后的结果被整合到输出层,其中隐藏层可以有多层。如图14所示为一个3层的神经网络,以此为例简要介绍神经网络的结构。

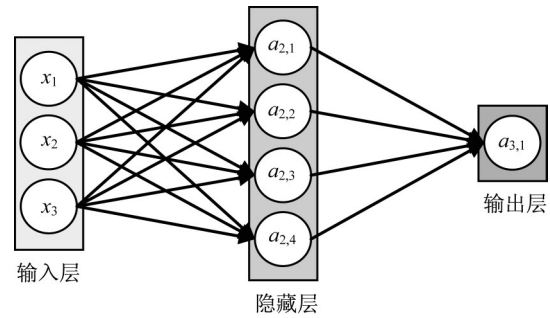


图14 神经网络结构示意图

Fig.14 Neural network structure

设输入层共输入 x_1, x_2, x_3 3个数据,该网络有参数 $(W, b) = (W_1, b_1, W_2, b_2)$ 其中 $W_{l,j}$ 是第 l 层第 j 单元与第 $l+1$ 层第 i 单元之间的连接参数, $b_{l,i}$ 是第 $l+1$ 层第 i 单元的偏置项,则 $W_1 \in \mathbb{R}_{4 \times 3}, W_2 \in \mathbb{R}_{1 \times 4}$ 。用 $a_{l,i}$ 表示第 l 层第 i 单元的输出值,当 $l=1$ 时, $a_{l,i} = x_i$,即第 i 个输入值。对于本例神经网络,用式(1)~(5)表述:

$$a_{2,1} = f(W_{1,11}x_1 + W_{1,12}x_2 + W_{1,13}x_3 + b_{1,1}) \quad (1)$$

$$a_{2,2} = f(W_{1,21}x_1 + W_{1,22}x_2 + W_{1,23}x_3 + b_{1,2}) \quad (2)$$

$$a_{2,3} = f(W_{1,31}x_1 + W_{1,32}x_2 + W_{1,33}x_3 + b_{1,3}) \quad (3)$$

$$a_{2,4} = f(W_{1,41}x_1 + W_{1,42}x_2 + W_{1,43}x_3 + b_{1,4}) \quad (4)$$

$$a_{3,1} = f(W_{2,11}a_{2,1} + W_{2,12}a_{2,2} + W_{2,13}a_{2,3} + W_{2,14}a_{2,4} + b_{2,1}) \quad (5)$$

得到神经网络后,需对其进行训练。神经网络在某个特定任务上的表现常用损失函数来衡量。对于每一个训练样本,对特定输入沿神经网络传输后给出预测输出,预测的输出与期望值之间的距离即为损失函数。神经网络训练算法的目的就是寻找一个网络使损失函数最小,实际上就是解决一个最小二乘问题。本文采用的神经网络训练算法为列文伯格-马夸尔特(Levenberg-Marquardt, L-M)算法。

2.3 试验设计抽样

将风扇转速 V_f 、下AGS转角 A_l 、上AGS转角 A_h 设定为因素,由于需得到不同车速下的控制量,因此将车速 V 也设定为设计因素。根据常用车用风扇转速,设定其变化范围为 $[0, 3000] \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$;将AGS转角定义为主动格栅条与垂直面之间的夹角,设定AGS的旋转方向为顺时针旋转(从车辆左侧观察),

且下、上 AGS 的变化范围分别为 $[0^\circ, 90^\circ]$ 和 $[10^\circ, 90^\circ]$; 将车速变化范围设定为 $[0, 200] \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。设定 4 个因素各有 51 个水平, 采用最优拉丁超立方方法选取样本点, 并通过 CFD 仿真得到整车阻力系数 C_d 、散热器迎风面平均风速 V_r , 如表 3 所示。

2.4 神经网络拟合

将样本点按 70%、15%、15% 的比例分成 3 个数据集: 训练集、测试集及验证集。训练集用于神经网络的训练, 网络根据训练集的数据拟合误差进行调整; 验证集用于衡量网络的泛化能力, 即网络对训练集外数据的拟合能力, 当泛化能力不再提升时, 训练停止; 测试集对训练没有影响, 在训练时和训练后对网络进行独立的测试。

训练过程中采用 R^2 衡量各数据集的拟合精度,

其计算公式如下:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (T_i - Y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2} \quad (6)$$

其中, T_i 指输入的样本点仿真值, Y_i 为对应的神经网络预测值, \bar{T} 为输入值的平均值。 R^2 的范围在 $[0, 1]$, R^2 越接近 1, 反映模型对样本数据的拟合程度越高。

对 51 个样本点仿真值进行神经网络拟合得到的初始近似模型存在 2 个问题: 一是 AGS 全闭时阻力和流量值均存在高估现象, 将引发小 AGS 开角下的结果预测偏高; 二是阻力系数和冷却风速峰值在有的工况下出现在某 AGS 中小开角的位置, 与经验不符。因此再次针对以上预测存疑的位置添加 26

表 3 试验设计抽样和 CFD 仿真结果

Tab.3 Experimental design sampling and CFD simulation results

序号	$V_f/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$A_f/$ ($^\circ$)	$A_h/$ ($^\circ$)	$V/$ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	C_d	$V_r/$ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	序号	$V_f/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$A_f/$ ($^\circ$)	$A_h/$ ($^\circ$)	$V/$ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	C_d	$V_r/$ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
1	840	86.4	19.6	128	0.3499	4.600	27	2340	63.0	21.2	172	0.3501	6.658
2	2520	79.2	29.2	176	0.3513	7.201	28	2460	84.6	37.2	76	0.3523	3.548
3	480	32.4	74.0	184	0.3504	7.104	29	1740	27.0	85.2	36	0.3538	1.818
4	2040	50.4	61.2	0	0.0000	1.440	30	2700	55.8	59.6	12	0.3577	2.081
5	600	64.8	83.6	40	0.3452	1.463	31	2100	1.8	69.2	124	0.3473	4.104
6	1560	0	45.2	48	0.3400	1.409	32	1140	70.2	40.4	4	0.2761	0.687
7	2760	10.8	42.0	152	0.3479	5.016	33	2580	41.4	14.8	44	0.3526	2.009
8	2280	57.6	90.0	96	0.3525	4.418	34	1380	16.2	18.0	148	0.3418	3.342
9	1680	90.0	58.0	72	0.3506	3.142	35	1260	66.6	11.6	84	0.3439	2.743
10	1800	7.2	80.4	144	0.3481	4.917	36	1500	45.0	50.0	92	0.3517	3.713
11	1080	54.0	35.6	200	0.3499	7.740	37	2220	9.0	46.8	28	0.3461	1.534
12	2400	46.8	67.6	192	0.3471	8.265	38	1620	77.4	82.0	60	0.3501	2.700
13	1320	18.0	86.8	24	0.3494	1.151	39	300	73.8	78.8	156	0.3504	6.188
14	720	72.0	32.4	16	0.3393	0.633	40	1020	30.6	88.4	140	0.3507	5.490
15	120	21.6	64.4	80	0.3474	2.676	41	2940	19.8	30.8	132	0.3485	4.516
16	0	68.4	54.8	120	0.3519	4.450	42	1860	81.0	66.0	164	0.3519	6.989
17	960	3.6	38.8	160	0.3393	4.238	43	1980	34.2	56.4	196	0.3507	7.846
18	1440	43.2	51.6	104	0.3523	4.172	44	180	52.2	72.4	52	0.3463	1.798
19	2640	28.8	22.8	32	0.3543	1.927	45	660	5.4	62.8	68	0.3418	2.017
20	1920	36.0	10.0	136	0.3449	3.863	46	60	37.8	27.6	108	0.3486	3.565
21	2160	75.6	13.2	56	0.3566	2.332	47	420	12.6	53.2	180	0.3420	5.815
22	240	39.6	16.4	112	0.3460	3.441	48	780	59.4	34.0	188	0.3438	7.230
23	1200	82.8	77.2	168	0.3516	6.990	49	540	88.2	43.6	100	0.3521	3.785
24	3000	61.2	48.4	88	0.3538	4.342	50	900	23.4	24.4	20	0.3374	0.661
25	2880	14.4	70.8	64	0.3520	3.038	51	2820	48.6	75.6	116	0.3492	5.418
26	360	25.2	26.0	8	0.3230	0.210							

个样本点, 得到仿真结果, 如表 4 所示。重新进行神经网络拟合, 其拟合误差如表 5 所示。

由 3 个数据集的 R^2 均大于 0.9 可知, 神经网络对各控制量的拟合精度较高。通过对所有数据点预测误差的绝对值求平均可知, 阻力系数和冷却风速的平均预测误差分别为 0.002 3, 0.132 0 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, 误差较小。因此, 采用神经网络拟合方法可构建精度较高

的拟合模型。

以车速 120 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ 、风扇转速为零为例, 探究 AGS 转角变化带来的影响, 如图 15、16。可知, 在近拟模型预测中, 阻力系数和冷却流速均随着 AGS 开角的增大而增大, 且变化斜率随开角增大有所减小, 峰值均出现在上、下 AGS 全开的位置附近。

对比 AGS 全开的情况下车速、风扇转速对冷却

表4 样本点添加和CFD仿真结果

Tab.4 Sampling point addition and CFD simulation results

序号	$V_f/$ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	$A_f/$ ($^\circ$)	$A_h/$ ($^\circ$)	$V/$ ($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	C_d	$V_f/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	序号	$V_f/$ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	$A_f/$ ($^\circ$)	$A_h/$ ($^\circ$)	$V/$ ($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	C_d	$V_f/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
1	0	0	10	20	0.3291	0	14	1800	90	90	20	0.3680	1.552
2	0	0	10	60	0.3207	0	15	1800	60	60	20	0.3635	1.504
3	0	0	10	120	0.3217	0.003	16	0	90	90	60	0.3463	2.087
4	0	0	10	200	0.3245	0.005	17	0	90	50	60	0.3460	2.036
5	0	0	90	20	0.3444	0.431	18	0	40	90	60	0.3467	2.035
6	0	0	90	60	0.3416	1.627	19	1000	90	90	120	0.3527	4.921
7	0	0	90	120	0.3468	3.517	20	1000	90	40	120	0.3477	4.682
8	0	0	90	200	0.3451	6.029	21	1000	90	10	120	0.3470	3.822
9	0	90	10	20	0.3451	0.445	22	1800	90	90	120	0.3531	5.219
10	0	90	10	60	0.3414	1.679	23	1800	90	10	120	0.3467	4.004
11	0	90	10	120	0.3459	3.625	24	2900	90	90	120	0.3558	5.707
12	0	90	10	200	0.3471	6.272	25	2900	90	10	120	0.3472	4.323
13	0	0	10	8	0.3210	0	26	2900	50	90	120	0.3543	5.640

表5 神经网络拟合误差

Tab.5 Neural network fitting error

控制量	训练集 R^2	验证集 R^2	测试集 R^2	拟合误差平均值
阻力系数	0.951 8	0.942 5	0.929 9	0.002 3
冷却风速	0.998 6	0.993 3	0.997 2	0.132 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

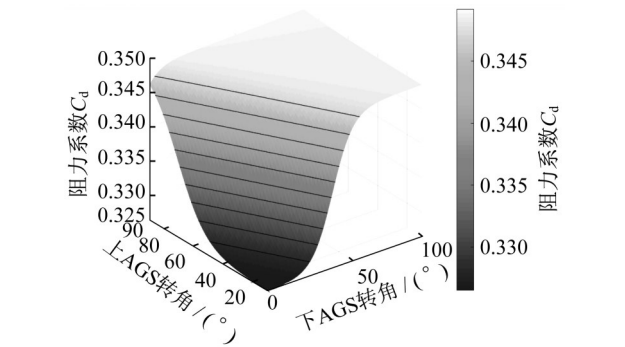


图15 AGS转角对阻力系数的影响

Fig.15 Influence of AGS angle on drag coefficient

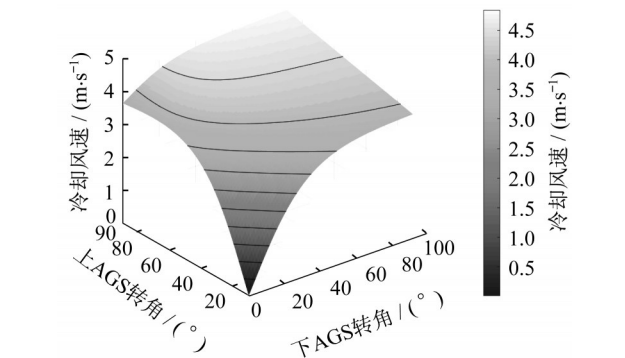


图16 AGS转角对冷却风速的影响

Fig.16 Influence of AGS angle on cooling air velocity

风速的影响,如图17所示。可知其趋势与文献[15]近似,在给定的变化区间内,风扇转速引起的冷却流量变化与冲击来流的作用相比较小。

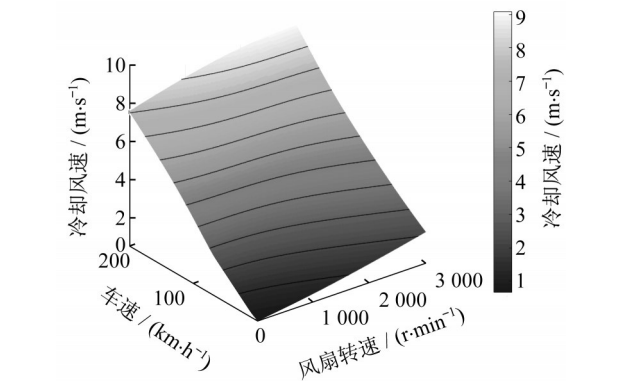


图17 车速和风扇转速对冷却风速的影响

Fig.17 Influence of vehicle speed and fan speed on cooling air velocity

综上,神经网络构建的近似模型在达到较高拟合精度的同时,提供了较为准确的趋势预测,因此认为该近似模型可用于后续控制策略研究。

3 主动格栅控制策略制定与评估

采用GT-SUITE和MATLAB Simulink联合仿真得到不同控制策略下的发动机冷却性能和燃油消耗。由GT-SUITE构建的一维冷却系统提供车辆行驶工况以及发动机、冷却系统状态参数输入到Simulink中作为判断依据或求解所需的已知量,Simulink根据冷却模块控制策略确定风扇转速和

AGS转角,由近似模型计算得到相应的冷却流量和阻力系数后输入至GT-SUITE中,从而影响冷却系统和发动机的工作状态,最终可得到冷却液流量和温度的瞬态变化以及循环工况下总的燃油消耗。

3.1 原车冷却模块控制策略

原车冷却模块散热性能的控制主要由风扇挡位变化实现,在正常运行过程中,风扇转速随冷却液温度变化,如表6所示。

表6 冷却风扇运行状态随冷却液温度的变化

Tab.6 Change of cooling fan operating status with coolant temperature

冷却风扇状态	°C	
	低速	高速
开启	100	112
关闭	94	106

同时风扇除低速、高速驱动外还存在着由来流驱动的风车状状态,需明确该状态下的转速。通过前述试验与仿真结果发现,不同车速下的风扇风车状转速和冷却风速存在近似线性关系,因此尝试构建其函数关系,如图18所示,拟合 R^2 为0.998 0。

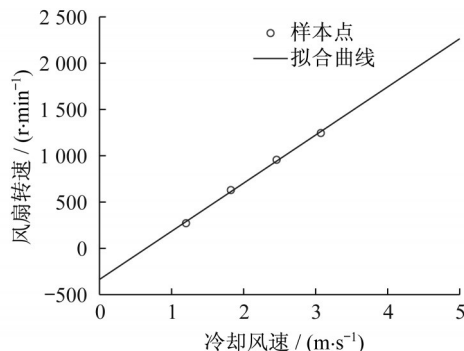


图18 冷却风速与风扇转速间的函数关系

Fig.18 Function relationship between cooling air velocity and fan speed

将上述函数关系与近似模型联合求解,即可求出改进前端结构后、AGS全开时不同车速能够引导的风扇转速,用于阻力系数和冷却风速预估。

3.2 主动格栅控制策略

根据实际发动机散热需求以及此时冷却液的流量与温度,可求解出需要的冷却空气流量,再利用近似模型得到满足冷却需求的参数组合,并从中选取阻力较小的工况,即为最终的控制工况。

考虑以下4种控制工况:

(1)散热器入口冷却液温度高于112°C时,AGS全开,风扇以3 000 $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 高速驱动,避免流经发动机的冷却液温度过高。

(2)散热器入口冷却液温度低于80°C时,AGS全闭,风扇静止,使冷却液快速升温,以减少发动机对冷却系统的热量散失。

(3)当需要较多的冷却流量时,AGS全开,风扇驱动,由来流和风扇驱动共同提供冷却流量。

(4)当需要较少的冷却流量时,风扇为风车状旋转,AGS转角根据冷却需求确定,并选择其中阻力系数最小的转角组合进行控制。

联合仿真实现如图19所示。

3.3 控制效果对比

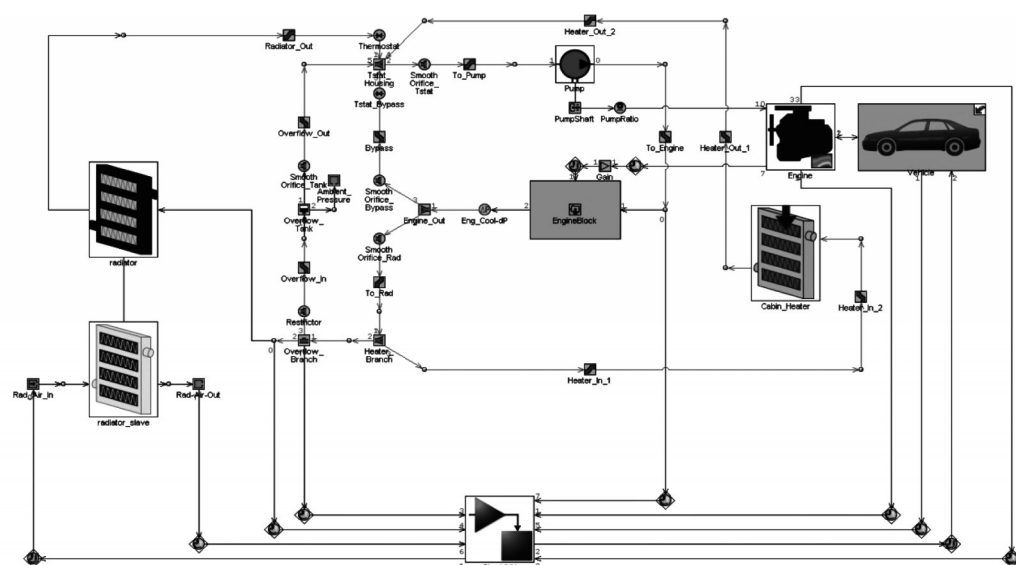
3.3.1 环境中、高温

构建不同策略下的系统模型后可对AGS控制效果进行验证。对于原控制策略,AGS一直保持在全开状态;对于现控制策略,令AGS从全闭开始,每10°设定一个转角位置,即上、下AGS分别有9、10个位置可供控制。设定原控制策略下GT-SUITE冷却系统与Simulink控制系统每1s进行一次数据互通;而在AGS控制过程中,由于实际电机驱动格栅条旋转至固定位置需要一定时间,尽管在仿真中不考虑AGS旋转过程中的流量和阻力变化,但为贴近实际仍然预留出时间,即设定2个系统之间的信息互通时间间隔为10s。比较环境温度分别为28°C、38°C和43°C下,不同控制方案下发动机出口的冷却液温度如图20所示,其中冷却液初始温度均为96.875°C。

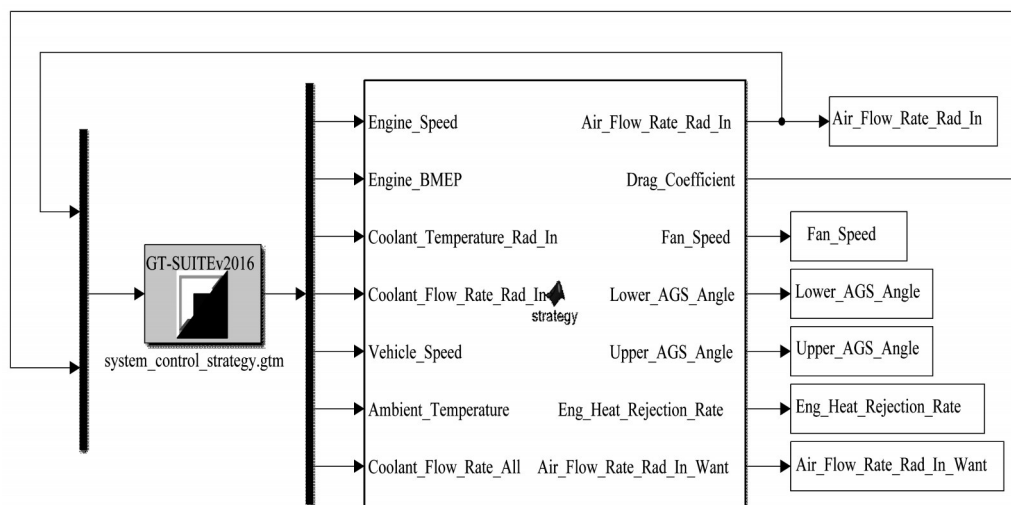
由图20可知,在相同的冷却液初始温度下,原系统的流量控制方法会使冷却液温度大幅下降,在后续市郊工况车速上升后,温度才有所回升,而在AGS控制策略下,冷却液温度持续恒定在370K左右,下降幅度较小,这是由于在AGS控制中,针对发动机传至冷却系统大循环的热量,对散热器散热量进行了精确的控制,使冷却液温度能够在较小区间内波动,同时维持在较高温度范围内,有效减少发动机能量损失。

图21、22分别为2种控制策略下冷却空气流量和阻力系数随时间变化的趋势。其中在原控制策略下,由于冷却液温度一直较低,风扇基本不驱动,因此3种温度下控制系统提供的控制量基本一致,以同一曲线展示。同时,当车速为零时设定阻力系数值为0.32,仅便于记录和展示,对气动功率消耗无影响。

由图21可知,进行AGS转角控制后,系统提供的冷却流量与AGS全开相比大幅减小,且当环境温度较高时,AGS控制倾向于提供更多的冷却流量以维持



a GT-SUITE端



b Simulink端

图 19 AGS 控制策略联合仿真实现

Fig.19 AGS control strategy co-simulation implementation

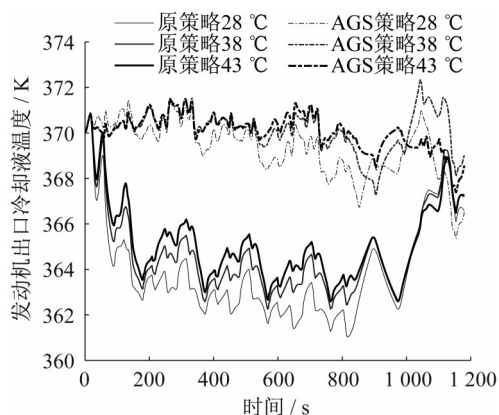


图 20 环境中、高温时发动机出口冷却液温度对比

Fig.20 Engine outlet coolant temperature comparison (medium and high ambient temperatures)

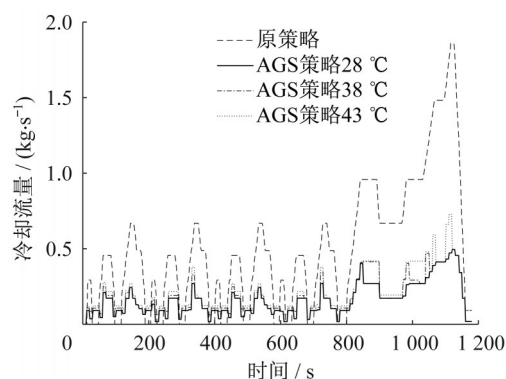


图 21 不同控制策略下冷却空气流量对比

Fig.21 Comparison of cooling air flow rate under different control strategies

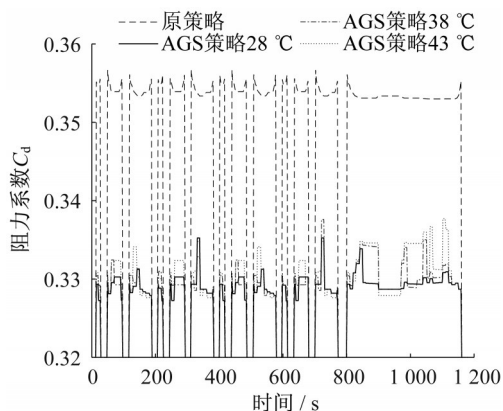


图22 不同控制策略下阻力系数对比

Fig.22 Comparison of drag coefficient under different control strategies

表7 环境中、高温时原策略和AGS策略下结果对比

Tab.6 Comparison of results between original strategy and AGS strategy (medium and high ambient temperatures)

控制策略	环境温度/℃	平均冷却流量/ (kg·s ⁻¹)	平均阻力系数	总油耗/g	油耗/ (L·(100km) ⁻¹)	油耗降低比 例/%	冷却液平均温 度/K
原控制策略	28	0.490	0.3539	646.834	7.819		363.899
	38	0.490	0.3539	646.834	7.819		364.721
	43	0.490	0.3539	646.824	7.819		365.116
AGS控制策略	28	0.161	0.3294	642.613	7.768	0.653	369.355
	38	0.186	0.3301	642.778	7.770	0.627	370.122
	43	0.208	0.3309	643.215	7.775	0.558	370.084

3.3.2 环境低温

验证环境温度较低时AGS的控制效果,设定冷却液初始温度为96.875℃,得到0℃、-7℃和-15℃下发动机出口冷却液温度,如图23所示。

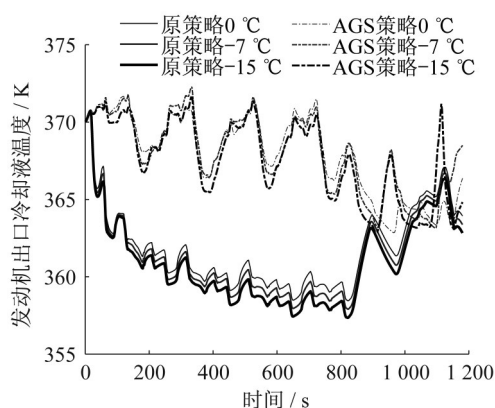


图23 环境低温时发动机出口冷却液温度对比

Fig.23 Engine outlet coolant temperature comparison (low ambient temperatures)

由图23可知,尽管环境温度较低,AGS控制仍能使冷却液维持在较高温度,但与高温工况相比,温度变化幅度更大,冷却液温度随车速变化而升降的

合适的冷却强度。由图22可知AGS全开时阻力系数一般处于0.35以上,而进行AGS控制后,阻力系数有了大幅降低,且每10s随不同的控制开角变化。

分析在整个NEDC循环工况中,3个环境温度下不同控制策略所提供的平均冷却流量和阻力系数以及对应的油耗和发动机出口冷却液平均温度如表7所示。可知,进行AGS控制后,所提供的冷却流量降低了0.3 kg·s⁻¹左右,平均阻力系数降低了0.02以上,冷却液温度升高使发动机向冷却系统的热量散失减少,整车阻力系数下降使气动阻力功率消耗降低,因此在环境28℃、38℃和43℃下分别可实现0.653%、0.627%和0.558%的油耗降低。

趋势明显,这是由于低温环境使散热器散热性能极佳,使冷却液温度快速下降,从而造成冷却液温度的大幅波动。

表8所示为低温环境下NEDC循环工况的控制结果对比。可知AGS控制同样实现了较好的降流和减阻作用,在0℃、-7℃和-15℃下可实现的总燃油降比分别为0.664%、0.694%和0.726%。与AGS全开的原控制策略相比,AGS转角控制使低温环境下的平均冷却液温度较高,冷却液系统工作状态受环境的影响较小。

4 结论

通过数值计算和试验相结合的方法,系统开展主动格栅优化设计研究,主要研究内容和结论如下:

(1)验证了计算流体力学仿真方法对阻力系数、车身表面压力系数、散热器迎风面冷却风速的预测精度,且通过GT-SUITE构建了发动机冷却系统一维模型,其对NEDC循环工况下发动机出口冷却液温度变化的趋势预测准确。

(2)设定车速、风扇转速和AGS转角为控制参

表 8 环境低温时原策略和 AGS 策略下结果对比

Tab.8 Comparison of results between original strategy and AGS strategy (low ambient temperatures)

控制策略	环境温度/℃	平均冷却流量/ (kg·s ⁻¹)	平均阻力系数	总油耗/g	油耗/ (L·(100km) ⁻¹)	油耗降低比 例/%	冷却液平均温 度/K
原控制策略	0	0.490	0.353 9	646.803	7.819		361.828
	-7	0.490	0.353 9	646.802	7.819		361.379
	-15	0.490	0.353 9	646.801	7.819		360.922
AGS 控制策略	0	0.121	0.328 3	642.510	7.767	0.664	367.914
	-7	0.104	0.328 0	642.315	7.764	0.694	368.047
	-15	0.096	0.327 8	642.105	7.762	0.726	367.594

数,设定整车阻力系数和冷却风速为目标控制量,采用最优拉丁超立方方法进行样本点抽样并得到对应的 CFD 仿真结果,运用神经网络拟合得到控制量与控制参数间的关系,最终构建了精度较高且趋势预测准确的近似模型。

(3)比较原冷却模块控制策略与 AGS 控制策略的效果,可知 AGS 控制可使冷却液温度维持在适宜范围,降低车辆的气动阻力功率消耗,在不同环境温度下实现燃油降比在 0.6%~0.7%。

参考文献:

[1] BUSCARIOLO F F, MAGAZONI F, MARUYAMA F K, *et al.* Aerodynamic enablers review for automotive applications [R]. Detroit: SAE, 2016.

[2] 殷杰. 长安 C201 轿车主动进气格栅关键技术研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2015.

YIN Jie. Research on some key technologies of active grille system for Changan C201 car [D]. Chongqin: Chongqin University, 2015.

[3] EL-SHARKAWY A E, KAMRAD J C, LOUNSBERRY T H, *et al.* Evaluation of impact of active grille shutter on vehicle thermal management [J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 1244.

[4] LAN K T, XIAO L, SRINIVASAN K, *et al.* The impact of vehicle front end design on AC performance [R]. Detroit: SAE, 2013.

[5] XU B, LEFFERT M, BELANGER B. Fuel economy impact of grille opening and engine cooling fan power on a mid-size sedan[R]. Detroit: SAE, 2013.

[6] MUSTAFA R, SCHULZE M, EILTS P, *et al.* Improved energy management using engine compartment encapsulation and grille shutter control [J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2012, 5(2): 803.

[7] 李传峰. 某新车型发动机舱热管理的研究与改进[D]. 上海: 上海交通大学, 2013.

LI Chuanfeng. Study and improvement of underhood thermal management of a new vehicle [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.

[8] 王文玺, 吴存学, 干能强, 等. 基于中心组合设计的主动进气

格栅多开度控制模型的建立[J]. 汽车工程, 2015, 37(11): 1240.

WANG Wenxi, WU Cunxue, GAN Nengqiang, *et al.* Modeling of multi-opening control for active induction grille based on central composite design [J]. Automotive Engineering, 2015, 37(11): 1240.

[9] BOUILLY J, LAFOSSAS F, MOHAMMADI A, *et al.* Evaluation of fuel economy potential of an active grille shutter by the means of model based development including vehicle heat management [J]. SAE International Journal of Engines, 2015, 8(5): 2394.

[10] CHO Y C, CHANG C W, SHESTOPALOV A, *et al.* Optimization of active grille shutters operation for improved fuel economy [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2017, 10(2017-01-1513): 563.

[11] SHIGARKANTHI V, DAMODARAN V, SOUNDARARAJU D, *et al.* Application of design of experiments and physics based approach in the development of aero shutter control algorithm[R]. Detroit: SAE, 2011.

[12] 王宏朝, 单希壮, 杨志刚. 环境风洞阻塞比对冷却模块空气侧流场的影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(9): 1372.

WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang. Effect of climate wind tunnel blockage on air-side flowfield of cooling module [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 45(9): 1372.

[13] 陈佳萍, 贾青, 杨志刚. 主动格栅位置及其导流板对气动阻力和冷却性能的影响[C] //2018 汽车空气动力学分会学术年会论文集. 上海: 中国汽车工程学会汽车空气动力学分会, 2018:60-69.

CHEN Jiaping, JIA Qing, YANG Zhigang. The influence of active grille shutter location and underhood deflector design on aerodynamic drag and cooling performance [C] //2018 Academic Annual Conference Proceedings of Automotive Aerodynamic Committee. Shanghai: Automotive Aerodynamic Committee of SAE China, 2018 :60-69.

[14] 赵选民. 试验设计方法[M]. 北京: 科学出版社, 2006.

ZHAO Xuanmin. Experimental design methods [M]. Beijing: Science Press, 2006.

[15] SAHA J, CHEN H, RAHMAN S. Model based design and optimization of vehicle thermal management system [R]. Detroit: SAE, 2016.