doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.07.004

高原环境车用柴油机与辅助系统耦合仿真*

郭猛超　王宪成　袁善勇　张　晶　孙志新
(装甲兵工程学院机械工程系, 北京 100072)

摘要: 采用喷雾模拟试验与优化算法对柴油机缸内准维模型进行高原试验修正和校正,运用直接耦合方法,建立具有变海拔适应性的某重型车辆动力装置(柴油机及辅助系统)工作过程全耦合数值仿真模型:根据准稳态流动的统一化阻力和传热方程,建立车辆进气系统阻力模型;基于一维非稳态可压缩流体动力学理论和传热理论,建立喷油系统工作模型;考虑润滑油对传热量的影响,建立柴油机冷却系统模型;各辅助系统模型与柴油机工作过程实现耦合计算,即计算中柴油机与辅助系统的边界条件双向实时传递。试验验证了耦合仿真的准确性。结果表明:海拔高度 4 500 m,外特性工况,功率最大下降 45%,燃油消耗率最大增加 71%;高原缸内热流分布中需要冷却液带走的热量比平原增加 48.6%;活塞-缸套-缸盖温度场整体升高,最高温度增加 85 ~ 91 K。海拔高度 3 700 m,水泵扬程最大下降 3.9 m;单独增加水泵流量,散热器进出口水温整体升高。

关键词: 高原环境　动力装置　工作过程　全耦合仿真
中图分类号: TK421.8　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2013)07-0017-06

Coupled Simulation on Vehicle Diesel Engine and Auxiliary System in Plateau Environment

Guo Mengchao　Wang Xiancheng　Yuan Shanyong　Zhang Jing　Sun Zhixin
(*Department of Mechanical Engineering*, *Academy of Armored Force Engineering*, *Beijing* 100072, *China*)

Abstract: Diesel engine quasi-dimensional model were corrected by test in plateau. The full-coupled working process simulation model with variable altitude adaptation on certain heavy-duty vehicle propulsion (diesel engine and auxiliary system) was set up. According to the quasi steady state flow uniformity resistance and heat transfer equations, air intaken system resistance model were established. Based on 1-D unsteady compressible fluid dynamics theory and heat transfer theory, the working model of fuel injection system was erected. Considering the effect of lubricating oil on heat transfer, the engine cooling system model was established. Auxiliary system model and the working process of the engine were coupled, that means, the boundary conditions was two-way delivered. Simulation model were verified by experiment. The results show that the power reduces by 45% and fuel consumption increases by 71% at maximum at 4 500 m altitude under external characteristic working condition. The heat quantity of cooling liquid in heat-flux distribution increases by 48.6%. The temperature field of piston-cylinder sleeve-cylinder head raises apparently, the peak temperature increases by 85 ~ 91 K. The delivery lift of water pump drops by 3.9 m at most at 3 700 m altitude. When the water flow grows up, the thermal load of cooling system raises.

Key words: Plateau environment　Vehicle propulsion　Working process　Full-coupled simulation

引言

高原环境(尤其是海拔高度 3 000 m 以上)给车辆动力装置带来诸多不利影响:热负荷、机械负荷、动力性、经济性、碳烟排放等性能恶化严重;柴油机拉缸,活塞烧顶,气缸垫烧蚀,空气滤清器失效等问

收稿日期: 2012-05-10　修回日期: 2012-06-28
* 军队科研项目(2010WG02、2011CJ016)
作者简介: 郭猛超,博士生,主要从事车用动力系统性能研究,E-mail: 13820167243.happy@163.com

题时有发生[1]。而高原环境对柴油机缸内喷雾与燃烧的影响,对冷却系、空气供给系、燃油系、起动系、预热系及排气系工作过程的影响以及对各辅助系统与柴油机之间联动关系的影响尚不明确。当前国内主要采用野外典型自然环境试验和室内环境模拟试验对车辆环境适应性进行分析与评价[2],存在如下问题:受极限环境影响试验困难;野外实车测试困难,无法对复杂环境因素的综合影响进行定量分析;典型环境试验周期长、耗资巨大,环境试验置信度与所需试验样本数量之间矛盾突出等。而目前国内高原环境模拟试验室主要是针对柴油机进行的(模拟进排气),存在模拟精度不高和模拟海拔高度 4 000 m 以上系统易工作不稳定等问题。而高原环境对辅助系统工作过程(如对水泵流量的影响,对散热器特性的影响等)的专门模拟试验鲜有研究。因此,将数值仿真技术和试验研究相结合是研究特殊环境车辆动力装置性能的一种有效方法。

1 高原进气、喷雾与燃烧数学模型

高原环境对动力装置性能的影响,主要表现为对进气、增压、喷雾与燃烧(传热)的影响,本节给出相关数学模型。

1.1 进气系统阻力模型

根据准稳态流动存在的充要条件可知,可以采用统一化阻力方程来建立进气系统阻力模型[3]

$$\frac{\mathrm{d}(pA)}{\mathrm{d}z}+\frac{\mathrm{d}(\rho u^2)}{\mathrm{d}z}-4C_{\mathrm{f}}\frac{\rho u^2}{2D}-C_{\mathrm{p}}\left(\frac{1}{2}\rho u^2\right)\beta A=0 \tag{1}$$

式中 p——入口的总压力,Pa

A——流体的流动面积,m^2

D——通道直径,mm

C_{f}——导致压力下降的摩擦因数

C_{p}——由于锥度、弯曲度等几何原因所导致压降的几何系数

ρ——管内流体密度,kg/m^3

u——来流速度,m/s

β——面体比的传热(或传质)系数,m^{-1}

采用统一化方程计算可解决复杂进气结构没有合适阻力经验模型的问题。

1.2 涡轮增压器特性模型

在已知压气机和涡轮特性基础上,压气机和涡轮出口气体热力学参数用气体经过压气机和涡轮的焓变来计算[4]。计算公式为

$$h_{\mathrm{out}}=h_{\mathrm{in}}+\Delta h_s\frac{1}{\eta_s} \tag{2}$$

$$P=\dot{m}(h_{\mathrm{in}}-h_{\mathrm{out}}) \tag{3}$$

$$\Delta h_s=c_{\mathrm{p}}T_{\mathrm{tot}}(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1) \tag{4}$$

式中 h_{in}——进口焓 h_{out}——出口焓

Δh_s——等熵焓变

η_s——压气机和涡轮效率

P——功率 $\dot{m}$——质量流量

R——气体经过涡轮或压气机后的膨胀比或压比

c_{p}——空气或燃气的比定压热容

γ——空气或燃气的热容比

T_{tot}——进口流体滞止温度

1.3 柴油机缸内喷雾模型的高原修正

采用 Hiroyasu 模型计算柴油机缸内工作过程。该模型是在喷射压力小于 20 MPa,背景气体压力为 1 ~ 3 MPa,燃油出口速度小于 200 m/s 的试验条件下得出的。针对高原环境,喷雾特性参数的计算数据与试验值误差较大。文献[1]的研究结果表明,不同转速和背压,喷雾锥角和贯穿长度最大误差分别达到 12.18% 和 15.77%。鉴于此,参照文献[5 ~ 7]对柴油机准维喷雾模型的试验修正方法,采用定容燃烧弹进行喷雾模拟试验,对 Hiroyasu 喷雾模型进行修正,采用多元非线性回归方法,提出了考虑环境与工况边界的高原环境柴油机缸内喷雾模型修正公式,详见文献[1]。

1.4 柴油机燃烧模型的高原校正

本节研究仿真模型的试验校核问题。对于准维多区燃烧模型,需要校正的模型参数和参数修正量往往较多,而且交互作用与误差的影响不可忽视,完全依靠经验建模的方法很难克服这些难题。研究思路是:在确定环境敏感燃烧模型参数(包括油核破裂因子,油滴破裂滞后期系数,油滴蒸发速率修正系数,卷吸率系数)的基础上,根据柴油机环境模拟台架试验,综合运用正交模拟、响应面建模与非劣分层遗传算法确定了满足精度在 5% 以内的,海拔高度 3 000 ~ 4 500 m 燃烧模型关键参数的取值。上述参数的取值分别为:0.38、0.92、0.78、1.0。模型校正原理如图 1 所示。

燃油喷射系统模型以燃料的一维非稳态可压缩流体动力学、燃油喷射系统各机械组件的动力学及传热理论为基础,考虑了燃油喷射系统各机械组件之间以及机械组件和燃料之间的热传递,根据 Poiseuille/Couette 流动模型计算燃油喷射系统中的泄漏体积流量率,详见文献[8]。动力装置系统内工质状态由压力 p、温度 T、质量 m 这 3 个基本参数确定,并以能量守恒方程、质量守恒方程及理想气体

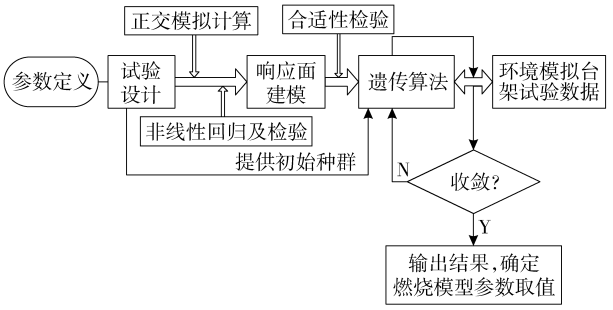


图 1　高原环境燃烧模型确定流程图

Fig. 1　Flow chart of confirmation for combustion model parameters in plateau

状态方程把整个工作过程联系起来。工质和燃烧室壁面的瞬时平均换热系数计算采用公式 Woschni1990；柴油机摩擦及驱动附件（如水泵、风扇等）损失采用 Chen－Flynn 模型；碳烟排放生成模型采用 Hiroyasu 模型，氧化模型采用 Nagle－Strickland－Constable（NSC）模型；氮氧化物模型采用扩展的 Zeldovich 模型。相关模型计算机理详见文献[9～11]。水泵与风扇特性根据实测 MAP 计算。冷却系统计算时考虑了汽蚀的影响，蒸汽压力计算采用克劳修斯-克拉珀龙方程式[4,8]。

2　高原环境全耦合数值仿真与试验

2.1　直接耦合计算方法

直接耦合仿真（也称全耦合仿真）方法有别于间接耦合，无需预先在建好的柴油机模型运行多个工况，生成数据库文件。而是把柴油机缸内流动、喷雾、燃烧、传热模型与进气系统（管路、压气机、空气滤清器等）、燃烧室部件整体（缸盖-缸套-活塞组）、水套模型及喷射系统耦合起来作为一个整体进行模拟；柴油机与辅助系统构成若干回路（柴油机回路、冷却水回路、冷却空气路、冷却油路等），各回路边界条件都可以双向传递，可以实时地反馈辅助系统对柴油机的影响，使得更精准的瞬态仿真成为可能：可以模拟冷启动、自行加温等瞬态过程。

为提高仿真运行速度，只有柴油机回路运算选择显式模式计算方法，而其它各回路运算选用隐式模式进行计算[8]。

2.2　动力装置全耦合数值仿真模型及验证

2.2.1　动力装置数值仿真模型的建立

车辆动力装置主要包括柴油机本体、冷却系、空气供给系、燃油系、起动系、预热系及排气系组成。仿真模型包括：柴油机工作过程模型；进气管路模块，空气滤清器模型，配气相位模块；燃油供给与喷射模型；水泵、风扇、散热器模块；加温模型，涡轮增压器模型及排气模块等。

结合高原环境特点和数值仿真原理，根据修正与校正的缸内工作过程模型，基于 GT-Suite 软件建立高原环境车辆动力装置的全耦合数值仿真模型，如图 2 所示。

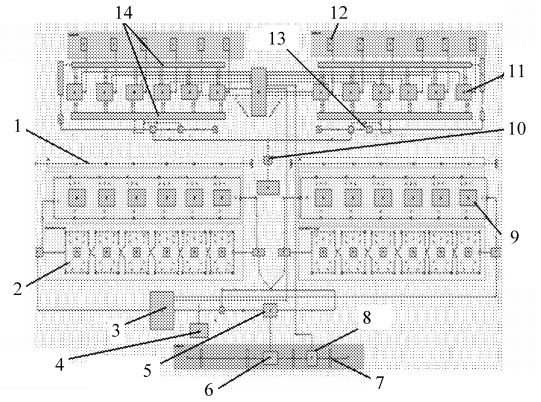


图 2　动力装置全耦合数值仿真模型

Fig. 2　Full-coupled numerical simulation model of power plant

1. 活塞冷却油路　2. 气缸盖水套　3. 水泵　4. 膨胀水箱　5. 水散热器　6. 水散热器气侧　7. 冷却空气回路　8. 风扇　9. 气缸套水套　10. 空气滤清器　11. 气缸组　12. 喷油系统子模型　13. 涡轮增压器　14. 进排气系统

2.2.2　仿真模型的试验验证

采用高原实地实车试验、柴油机进排气环境模拟台架试验对动力装置耦合模型的计算结果进行了较为全面的验证。试验方法及试验装置详见文献[1,12]。图 3～5 分别给出了不同海拔高度进气系统阻力计算、冷却系统耦合计算及柴油机性能仿真计算结果与试验值的对比。图 3 为不同海拔环境，柴油机 2 000 r/min 空转时进气阻力的对比（空气滤清器为保养完，零负载），最大误差在 4.5% 以内。图 4 为平原、海拔高度 3 700 m 和 4 500 m，散热器出口水温对比。工况分别为：转速 2 000 r/min，耗油量 113.2 kg/h；转速 1 800 r/min，耗油量 104.6 kg/h；转速1 400 r/min，耗油量 85.9 kg/h，相当于各转速下 70% ～75% 负荷；环境边界参照标准大气资料[12]。由于考虑了润滑油的传热[1]，水温计算最大误差仅为 1.6℃。图 5 为额定工况点功率的对比，最大误差为 3.1%。

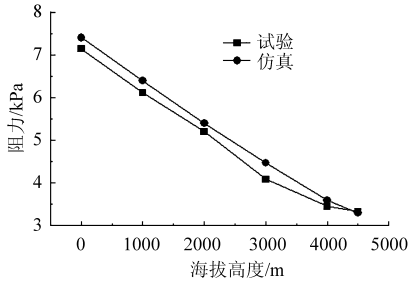


图 3　不同海拔高度进气阻力对比

Fig. 3　Comparison of resistance with different altitude

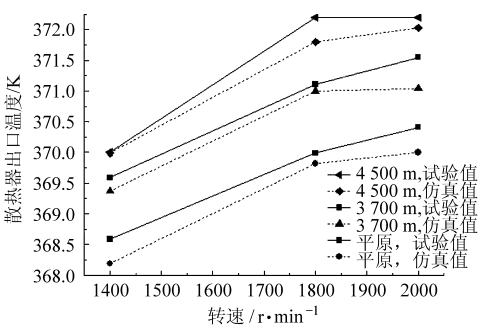


图 4 不同转速、不同海拔高度散热器出口水温对比

Fig. 4 Comparison of coolant temperature with different rotary speeds and altitudes

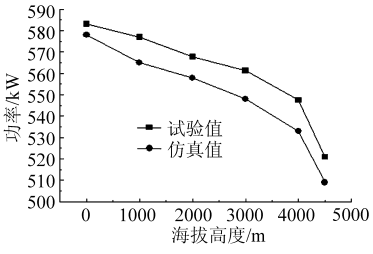


图 5 额定工况点不同海拔高度功率对比曲线

Fig. 5 Comparison of engine power with different altitudes

3 数值仿真结果分析

在验证了数值仿真模型可信性的基础上,利用耦合仿真模型全面分析高原环境动力装置缸内传热、冷却及其输出性能。

3.1 柴油机与冷却系统热流分布仿真分析

图 6 给出海拔高度 4 500 m,额定工况点的缸内热流分布。热源为燃烧时缸内高温燃气、活塞环与气缸壁摩擦产生的热量及高温排气热量。受热件为活塞、缸套、气门、缸盖。热流分布主要分为:高温燃气向受热件的传热、受热件之间的热传导、受热件与冷却液之间的对流传热、受热件与冷却油之间的传热、受热件对低温进气的加热[13]。高温燃气与活塞的对流传热量最大,缸套与冷却液的对流传热量远大于缸盖与冷却液的对流传热量。和平原相关数据比较[1,12],图中 A、B、C 3 处的传热量分别比平原高出 23.9%、48.6%、22.5%。这是由高原环境柴油机滞燃期增加,燃烧拖后,冷却能力不足等造成的。

3.2 高温部件温度场分析

图 7 给出了额定工况点,海拔高度 4 500 m(右侧图)与平原(左侧图)环境下,活塞、缸套、缸盖温度场分布对比(单位:K)。

可以看出:海拔高度 4 500 m,活塞最高温度比平原上升 91 K,最低温度上升 34 K。活塞顶部温度上升最为剧烈。海拔高度 4 500 m,缸套最高温度比平原上升 89 K。缸套整体的温度分布沿轴向有较

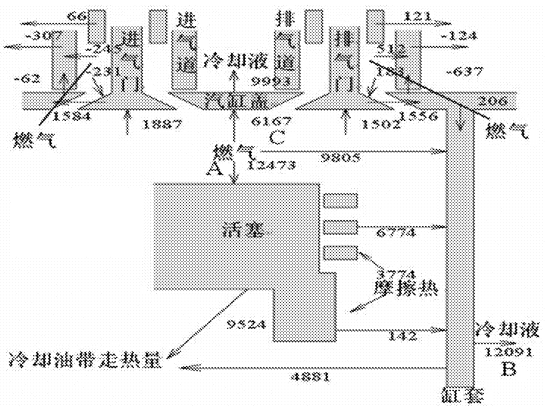


图 6 额定工况点热流分布状态

Fig. 6 Heat flux distribution under rated condition

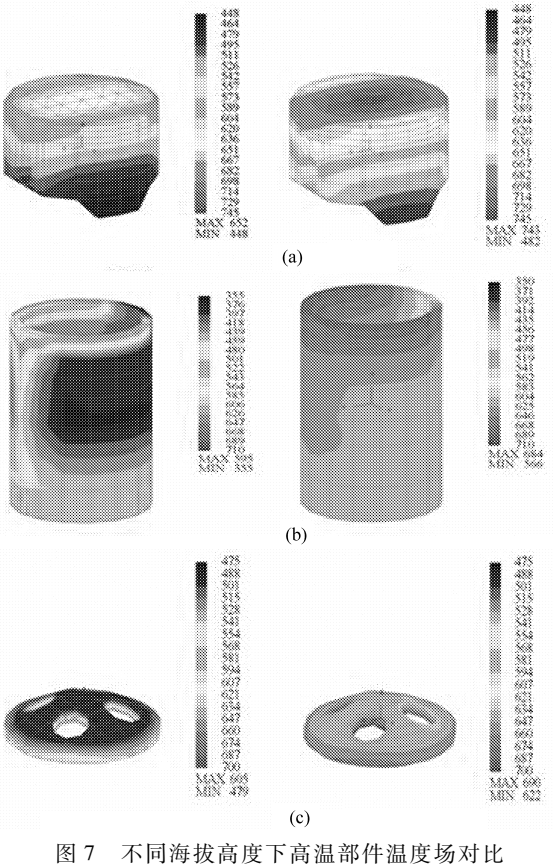


图 7 不同海拔高度下高温部件温度场对比

Fig. 7 Comparison of temperature field with different altitudes

(a) 活塞 (b) 缸套 (c) 缸盖

大的差异,从上部到下部温度由高到低逐渐递减。海拔高度 4 500 m,缸盖最高温度比平原上升 85 K。气缸盖火力面底板是承受燃气最高爆发压力和温度作用的重要部位。而缸盖上的"鼻梁区"属于不利于散热处。在鼻梁区,水道结构复杂,通道狭窄,水流通过量少。高原环境冷却水冷却能力降低,导致该处温度偏高[13]。对外特性其它转速下的温度场进行计算,亦得到类似结论,限于篇幅,不再赘述。

3.3 冷却系统性能分析

图 8 给出了环境对水泵流量特性的影响。表 1

给出了海拔高度 3 700 m、转速 2 000 r/min、耗油量 121 kg/h 工况下(相当于柴油机 90% 负荷),分别单独增加原水泵流量 Q_p 和原风扇吸风量 Q_f 时,散热器进出口水温的变化(加水口盖蒸汽活门的压力为 0.16 MPa)。

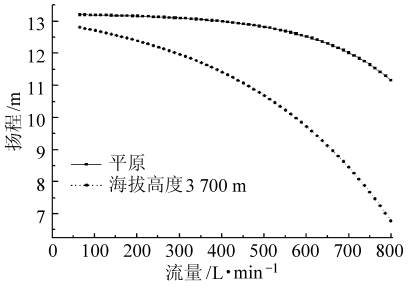


图 8　环境对水泵流量特性的影响

Fig. 8　Effects of environment on water pump characteristic

表 1　不同水流量与吸风量对水温的影响

Tab. 1　Effects of flow rate and wind volume on coolant temperature

水流量	散热器进出口水温/K		吸风量	散热器进出口水温/K	
	进口	出口		进口	出口
Q_p	379.2	375.3	Q_f	379.2	375.3
130% Q_p	379.3	375.9	128% Q_f	375.6	370.5
157% Q_p	380.2	377.2	155% Q_f	373.6	368.9
190% Q_p	381.6	378.8	190% Q_f	373.1	368.1

研究发现:海拔高度 3 700 m,在冷却系统不做任何调整的情况下,同样的柴油机工况下,水泵的扬程最大下降 3.9 m(水泵流量 800 L/min 时);换言之,若平原和高原都达到 11 m 扬程,平原可以运输冷却液 790 L/min,而海拔高度 3 700 m 只能运输 451 L/min;流量最大减少 40%,如图 8 所示。这主要是由于高原环境水泵发生汽蚀和冷却液沸点降低所导致的。从表 1 可以看出,高原环境,单独增加水泵流量,散热器前后温度整体升高,最大升高 3.5℃,不能降低冷却系统的热负荷。单独增加风扇吸风量,散热器前后温度整体降低,最大降低 7.2℃。这是因为单独增加水流量,其带走的热量增加,但是散热器换热面积与换热系数并没有增加,在风扇风量不变的情况下,冷却液带走的热量增量无法传递而不断累积,导致散热器进出口温度整体升高;而增加冷却系统终端——风扇的风量,可以有效降低热负荷,但风扇耗功会明显增加。可见,在不增加风扇吸风量或重新进行高原冷却系热流匹配的情况下,单纯增加水泵流量,并不能改善高原冷却系统能力。这一结论为柴油机冷却系统的高原环境适应性改进与匹配提供了指导。

3.4　柴油机动力性与经济性分析

图 9 给出了不同海拔环境外特性工况下柴油机功率与燃油消耗率的影响仿真结果。可以看出:海拔高度 4 500 m,动力性最大下降 45%,最小下降 11%。转速越低,动力性下降越显著,原因是低速增压器的补偿作用较弱,压比较低。在外特性工况,海拔高度 4 500 m,燃油消耗率最大上升 12% ~71%;海拔高度每升高 1 000 m,燃油消耗率平均增加 2.2% ~13.1%;这主要是因为燃烧缺氧,而循环供油量又保持不变,热效率下降所致。转速越低,经济性下降越显著,原因是低速有效热效率较低,而且受进气状态影响大。

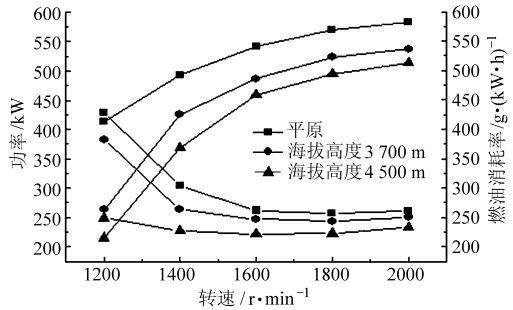


图 9　海拔高度对柴油机动力性与经济性的影响

Fig. 9　Effects of altitude on engine dynamic and economy

4　结论

(1)对柴油机准维模型进行高原修正与校正,采用直接耦合方法,建立了具有一定海拔适应性的柴油机及其辅助系统耦合仿真模型,实车试验与环境模拟试验验证了仿真的准确性。该耦合仿真方法可以实现柴油机与辅助系统边界条件的实时双向传递,比较准确地计算动力系统的流动、喷雾、燃烧、传热及性能。

(2)高温燃气与活塞的对流传热以及缸套与冷却液的对流传热是缸内传热的主要部分。高原环境高温燃气与活塞的对流传热量、冷却液带走的热量都比平原剧增。

(3)高原环境,活塞、缸套、缸盖等受热部件的温度场比平原显著升高;最高温度升高 85 ~91℃,动力系统热负荷加剧。

(4)高原环境由于汽蚀的作用,水泵流量-扬程曲线低于平原,海拔高度 3 700 m,水泵的扬程最大下降 3.9 m。单独提高水泵流量,散热器前后温度整体升高,单独增加风扇吸风量,散热器前后温度整体降低。

(5)海拔高度 4 500 m,外特性工况下,动力性、经济性下降 11% 以上。

参 考 文 献

1 王宪成,郭猛超,张晶,等. 高原环境重型车用柴油机热负荷性能分析[J]. 内燃机工程,2012,33(1): 49 ~ 53.
Wang X C, Guo M C, Zhang J, et al. Thermal load analysis of heavy duty vehicular diesel engine in plateau area[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2012,33(1): 49 ~ 53. (in Chinese)

2 汪学华. 环境试验技术[M]. 北京:航空工业出版社,2003.

3 王宪成,郭猛超,范格华. 等. 高原环境重型车用空气滤清器阻力特性计算与分析[J]. 机械设计与制造,2011(12): 225 ~ 227.
Wang Xiancheng, Guo Mengchao, Fan Gehua, et al. Calculation and analysis on resistance characteristics of heavy duty vehicular air filter in plateau area [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(12): 225 ~ 227. (in Chinese)

4 Peter M Olin. A mean-value model for estimating exhaust manifold pressure in production engine applications[C]. SAE Paper 2008 - 01 - 1004, 2008.

5 Gupta S, Poola R, Sekar R. Effect of injection parameters on diesel spray characteristics[C]. SAE Paper 2000 - 01 - 1600, 2000.

6 Takuo Yoshizaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu. Approach to low NO_x and smoke emission engines by using phenomenological simulation[C]. SAE Paper 930612, 1993.

7 Hirofumi Imanishi, Takuo Yoshizaki, Hiroyuki Hiroyasu. Simulation study of effects of injection rate profile and air entrainment characteristics on D. I. diesel combustion[C]. SAE Paper 962059, 1996.

8 Gamma Technologies Inc. GT-Fuel V 6.1: a GT-suite application for fuel injection and general hydraulic system simulation[M]. Gamma Technologies, Inc., 2004.

9 刘永长. 内燃机热力过程模拟[M]. 北京:机械工业出版社,2001.

10 朱访君,吴坚. 内燃机工作过程数值计算及其优化[M]. 北京:国防工业出版社,1997:180 ~ 202.

11 Gamma Technologies, Inc. GT-Cool user's manual[M]. Gamma Technologies, Inc., 2006: 9 ~ 10.

12 Guo Mengchao, Wang Xiancheng. Numerical simulation on the working process of high power diesel engine in plateau area[C]// ICACMVE2011, Shanghai, 2011.

13 姚仲鹏, 王新国. 车辆冷却传热[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2001.

(上接第 16 页)

3 胡春明,武珊,詹樟松,等. 低压空气辅助缸内直喷汽油机进气道设计[J]. 农业机械学报,2011,42(11):15 ~ 18.
Hu Chunming, Wu Shan, Zhan Zhangsong, et al. Intake port design for low-pressure air-assisted in-cylinder direct injection gasoline engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(11):15 ~ 18. (in Chinese)

4 Yi Jianwen,Steven Wooldridge, Gary Coulson,et al. Development and optimization of the ford 3.5 L V6 ecoboost combustion system[C]. SAE Paper 2009 - 01 - 1494,2009.

5 李林,张力,张瑜,等. 双火花塞点火汽油机轻度分层混合气生成过程的数值模拟[J]. 汽车工程,2010,32(8):673 ~ 677.
Li Lin, Zhang Li, Zhang Yu, et al. Numerical simulation on the preparation process of mildly stratified mixtures for DSI gasoline engine[J]. Automotive Engineering, 2010,32(8):673 ~ 677. (in Chinese)

6 Hanjalic K, Popovac M, Hazdizabdic M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,2004,25(6):1 047 ~ 1 051.

7 Colin O, Benkenila A, Angelberger. A 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines[J]. Oil & Gas Science and Technology-Rev, IFP, 2003, 58(1): 47 ~ 62.

8 谭文政,冯立岩,张春焕,等. 缸内直喷汽油机工作过程三维数值模拟[J]. 内燃机学报,2011,29(3):221 ~ 228.
Tan Wenzheng, Feng Liyan, Zhang Chunhuan, et al. 3D numerical simulation on the working process of a gasoline direct injector engine[J]. Transactions of CSICE, 2011,29(3):221 ~ 228. (in Chinese)

9 杜维明,李君,宫艳峰,等. 缸内直喷汽油机部分负荷燃烧特性试验[J]. 农业机械学报,2011,42(7):16 ~ 20.
Du Weiming, Li Jun, Gong Yanfeng, et al. Part-load combustion characteristics of a GDI engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(7):16 ~ 20. (in Chinese)

10 周龙保. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

11 Drake M C, Fansler T D, Lippert A M, et al. Stratified charge combustion: modeling and imaging of a spray-guided direct-injection spark-ignition engine[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005,30(2):2 683 ~ 2 691.

12 马凡华,王宇,汪俊君,等. 不同点火提前角时 HCNG 发动机的燃烧与排放特性[J]. 内燃机工程,2008,29(4):23 ~ 27.
Ma Fanhua,Wang Yu, Wang Junjun, et al. Combustion and emission characteristics of a HCNG engine under various spark timings[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008,29(4): 23 ~ 27. (in Chinese)

13 Ma F H, Wang Y, Liu H Q, et al. Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean-burn natural gas spark-ignition engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2008,33(2):823 ~ 831.