

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.03.006

冷却液温度对柴油机热功转换效率的影响*

高思远¹ 赵长禄¹ 李云龙¹ 张付军¹ 朱焱锋²

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 上海捷能汽车技术有限公司, 上海 201800)

【摘要】 以热力学第一定律为基础,分析了柴油机热功转换的机制,在此基础上建立了基于GT-Suite软件的仿真模型,实现了冷却系统与发动机的耦合仿真。设计并进行了DEUTZ TCD8V2015型柴油机的热平衡试验,对仿真模型进行了校核。利用所建立的分析手段,研究了冷却液温度变化对柴油机热功转换过程的影响,得出了发动机性能及缸内传热随冷却液温度的变化趋势。结果表明柴油机中小负荷时冷却液温度变化对热功转换效率影响较大,冷却液温度每升高20℃,热功转换效率增加2%~3%。

关键词: 柴油机 热功转换效率 冷却液温度 热平衡试验 耦合仿真

中图分类号: TK124; TK421 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)03-0028-05

Influence of Coolant Temperature on Diesel Engine Heat and Power Conversion Efficiency

Gao Siyuan¹ Zhao Changlu¹ Li Yunlong¹ Zhang Fujun¹ Zhu Yanfeng²

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

2. Shanghai E-Propulsion Auto Technology Co., Ltd., Shanghai 201800, China)

Abstract

In order to study the heat and power conversion efficiency of diesel engine with different coolant temperatures, an engine and cooling system co-simulation model was built based on the first law of thermodynamics. This model was established by GT-Suite software to simulate the interaction of engine and cooling system performance parameters. A heat balance experiment of DEUTZ TCD8V2015 diesel engine was designed and executed, and the model was verified by the experimental data. Based on that, the coolant temperature influence of conversion efficiency was researched on the modified model, some rules and trends between the coolant temperature and the heat transfer in the cylinder were obtained. Results indicated that the power conversion efficiency would increase by 2%~3% with coolant temperature raised by 20℃ on 30% load of diesel engine.

Key words Diesel engine, Heat and power conversion efficiency, Coolant temperature, Heat balance experiment, Co-simulation

引言

内燃机作为主要的动力源,其热功转换效率是非常重要的。目前在高速柴油机中,燃油燃烧所释放能量的20%~30%都是通过冷却系统散失掉^[1]。减少散热损失,提高热功转换效率,对于降低油耗,

改善经济性与动力性,具有可观的实际价值。以往研究冷却液温度对柴油机性能的影响时,大多从传热角度考虑^[2-3],较少考虑对缸内工作过程及输出有效功的影响。而实际中发动机的缸内工作过程与冷却液工作温度之间是一个相互耦合影响的关系^[4-5]。本文在分析柴油机热功转换机理的基础

收稿日期: 2011-01-25 修回日期: 2011-05-08

* 国家部委“十一五”基础产品研究项目(D2220062905)

作者简介: 高思远, 博士生, 主要从事内燃机热流匹配研究, E-mail: gauss_1984@bit.edu.cn

通讯作者: 赵长禄, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动力传动装置总体技术研究, E-mail: clzha@bit.edu.cn

上,着重考虑两者之间的关系,建立耦合仿真模型,并通过试验对模型进行校核,分析冷却液温度对柴油机各关键参数的影响,得出冷却液温度对柴油机热功转换过程的影响规律。

1 理论基础

将柴油机的缸内容积视为一个闭口容积,即对应进气门关到排气门开的过程,在此过程中假设缸内工质是均匀的。对于缸内的热力过程,由热力学第一定律可以得到

$$\frac{dQ_f}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} + \frac{dQ_{wi}}{d\varphi} \quad (1)$$

式中 $dQ_f/d\varphi$ ——燃烧放热速率

$dU/d\varphi$ ——内能变化速率

$dW/d\varphi$ ——活塞机械功变化速率

$dQ_{wi}/d\varphi$ ——燃烧室周壁传热速率

从式(1)可以看到气缸中燃油燃烧释放出的能量,一部分转换为机械功,一部分对工质加热,还有一部分传到燃烧室的周壁上,由冷却介质带走。从传统角度来讲,对于简单增压的柴油机,作功大约占40%左右,散热和排气各占30%左右。要获得更多的机械功,应尽量使燃烧更加合理,同时减小传热,增大排气能量,从而有利于涡轮增压器回收更多的能量。

按照示功图法计算燃烧放热速率为^[6]

$$\frac{dQ_f}{d\varphi} = \frac{4.18}{k-1} \left(k p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} \right) \frac{pV}{(k-1)^2 d\varphi} \quad (2)$$

式中 k ——比热容比 p ——气体压力

V ——气体容积

曲轴转角 $d\varphi$ 内向气缸周壁的传热量可按照牛顿冷却公式计算为

$$\frac{dQ_{wi}}{d\varphi} = \sum \alpha_g A (T - T_w) \quad (3)$$

式中 α_g ——对流传热系数

A ——燃烧室壁的传热面积

T ——工质的平均温度

T_w ——燃烧室壁的平均温度

对流传热系数的计算采用以相似准则为基础的半经验公式,在现代柴油机放热规律和热负荷计算中,常用 Woschni 公式。将对流传热系数表示为结构参数(缸径、气缸工作容积)与缸内气体状态参数的关系式。

将式(2)、(3)代入式(1)可以得到燃烧室壁面温度与缸内气体状态之间的联系,再通过式(4)所示的燃烧室壁与冷却液之间的对流传热关系^[6],即可建立冷却液温度与缸内气体状态之间的关系,从

而可以分析冷却液温度变化对缸内工作过程的影响。

$$q_m = H(T_w - T_c) \quad (4)$$

式中 q_m ——通过壁面的传热率

H ——基于内表面的总传热系数

T_c ——冷却液的平均温度

2 耦合模型

以 DEUTZ 公司 TCD8V2015 型柴油机为例,采用 GT-SUITE 软件建立了增压柴油机与冷却系统的耦合模型。发动机的具体参数如表1所示。

表1 柴油机主要参数

Tab.1 Main parameters of diesel engine

参数	数值
缸径 D/mm	132
冲程 S/mm	145
压缩比 ε	17.5
额定转速 $n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	2100
额定功率 P/kW	500

耦合仿真模型由发动机模型和冷却系统模型两部分组成,其中冷却系统模型包括冷却水路和冷却油路两个回路。发动机模型主要包括气缸、涡轮增压器、中冷器、进排气管和喷油器模型,发动机模型用来计算各工况下的生热量;冷却系统模型中的冷却水路模型主要包括水泵、发动机水套、缸盖、中冷器、机油换热器、散热器和膨胀水箱模型,冷却油路模型包括机油泵、机油滤清器、机油换热器和油底壳模型。模型的结构如图1所示。

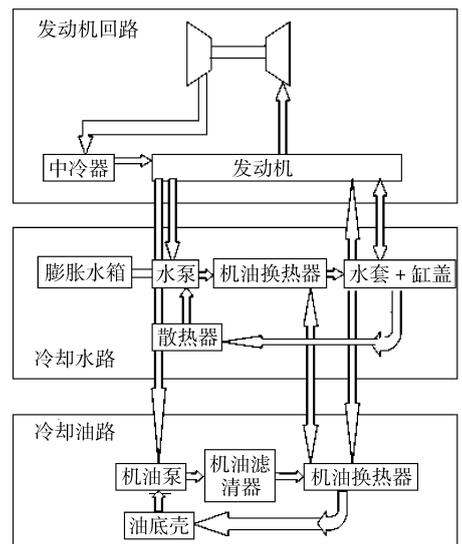


图1 耦合仿真模型示意图

Fig.1 Co-simulation model sketch

通常采用的热力学模型是将内燃机视为一系列可控容积,它们通过管口或孔口相互联系,并进行能

量和质量的交换。本文缸内循环放热的模型采用自定义模型,即输入试验测得的缸压曲线,再进行迭代计算放热速率。传热模型采用 Woschni 模型,缸盖和水套模型采用质量热容模块来模拟,根据相似原理建立准则方程式,求出冷却液与缸壁之间的传热系数。同时根据结构的不同建立不同的分区,包括进排气道、进排气门、气门导杆、缸盖火力面等。其余模型采用试验特性数据输入。

3 试验

为了对耦合仿真模型进行校正,设计并进行了发动机热平衡试验。为便于比较,整个试验过程中对包括供油提前角在内的各种控制参数均未作任何调整。

用压电式压力传感器测量缸内的压力,并用奥地利 Dewetron 公司的 DEWE5000_CA 型燃烧分析仪进行数据采集与处理,试验中采集的循环数为 50。采用 KROHNE 公司的 IFC300W 型电磁流量计测量冷却液的流量,采用 MFM1081K 型科氏力流量计测量机油的流量,采用 Toceil 公司的 20N125 型热膜式流量计测量进气流量。冷却液温度采用热电偶温度计测量。冷却散热损失计算公式为

$$Q_c = G\rho C(T_2 - T_1) \quad (5)$$

式中 G ——冷却液体积流量

ρ ——冷却液密度 C ——冷却液比热容

T_1 ——冷却液入口温度

T_2 ——冷却液出口温度

表 2 所示为不同工况下发动机出水温度的试验值与计算值的对比结果,由于冷却系统的非线性与大滞后性,从校正后的结果看,计算值与试验值的误差在 5% 以内,基本可以满足仿真精度要求。

表 2 不同工况下发动机出水温度的试验值和计算值

Table 2 Experimental and simulation data of diesel engine outlet coolant temperature with different loads

转速/ $r \cdot \min^{-1}$	扭矩/ $N \cdot m$	试验值/ $^{\circ}C$	计算值/ $^{\circ}C$	误差/ $\%$
1 000	500	64	65	1.56
	1 500	70	71	1.43
	2 480	85	86	1.18
1 400	500	68	66	-2.94
	1 500	76	73	-3.95
	2 870	88	89	1.14
1 800	1 000	75	72	-4.00
	1 800	85	84	-1.18
	2 630	91	88	-3.30
2 100	1 000	79	77	-2.53
	1 500	92	91	-1.09
	2 300	98	97	-1.02

在校正模型的基础上,计算了不同工况下发动机冷却液带走热量的变化情况,如图 2 所示。从图中可以看出,随着负荷的增大,冷却液带走热量的百

分比逐渐减小。这是由于随着负荷的增大,缸内燃烧温度、压力升高,虽然燃气对壁面的放热量也会增加,但由于循环供油量的增大,冷却液带走热量的百分比依然减小。同时可以看出随着转速的提高,冷却液带走热量的百分比逐渐增大。一方面这是因为随着转速的升高缸内气流运动加强,使得传热系数增加,传热量增大。另一方面由于转速的提高,机械摩擦功增大,也会增加冷却液带走的热量。因此相比较于大负荷工况,在小负荷时改变冷却液温度的意义更大,本文接下来重点分析发动机在小负荷时不同转速下冷却液温度变化对热功转换的影响。

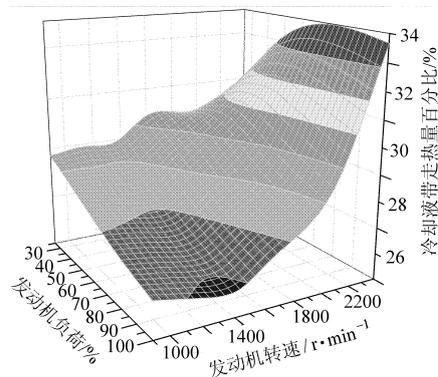


图 2 不同工况下冷却液带走热量百分比

Fig. 2 Engine cross-load heat transfer by coolant

4 仿真

4.1 缸内压力

图 3 所示为 1 800 r/min 时缸内压力随冷却液温度的变化曲线。从图中可以看出,随着冷却液温度的提高,缸内最高爆发压力升高,示功图包围的面积增大,指示功率变大,有效输出功增多。结果表明,对于高速柴油机,在小负荷时,冷却液温度每上升 $20^{\circ}C$,缸内最高爆压升高 3% ~ 4%。但随着冷却液温度的提高,这种升高的幅度将逐渐减小。

4.2 缸内温度

图 4 所示为 1 800 r/min 时缸内温度随冷却液温度的变化曲线。随着冷却液温度的提高,缸内燃

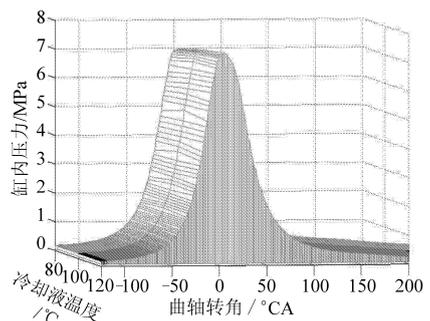


图 3 1 800 r/min 缸内压力随冷却液温度变化曲线

Fig. 3 1 800 r/min cylinder pressure curve with different coolant temperatures

烧温度不断升高。这是由于传热量减少导致缸内气体内能增大,故温度升高。在小负荷时,冷却液温度每上升 20°C ,缸内最高燃烧温度约升高 15°C 。从缸压与缸内温度对比的结果来看,冷却液温度升高,对缸内压力的影响要明显大于对缸内温度的影响。即冷却液温度的升高,主要是影响了缸内压力的变化,而对于缸内最高燃烧温度的影响并不显著。

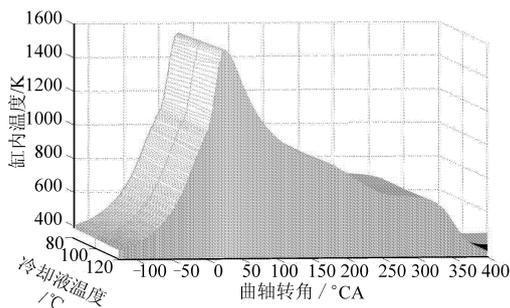


图4 1800 r/min 缸内温度随冷却液温度变化曲线

Fig. 4 1800 r/min cylinder temperature curve with different coolant temperatures

4.3 燃烧放热率

图5所示为2100 r/min时,发动机在不同冷却液出口温度的放热率曲线。从图中可以看出,随着发动机冷却液温度的升高,缸内工质温度压力上升,着火滞燃期缩短,起燃点提前,使得集中放热更加靠近止点附近。另外放热峰值下降,曲线更加丰满,放热率曲线包围的面积增大。 $0^{\circ}\text{CA} \sim 10^{\circ}\text{CA}$ 内放热量减少,而 $10^{\circ}\text{CA} \sim 30^{\circ}\text{CA}$ 内的放热量增多,主燃期缩短。当温度继续提高时,放热率峰值继续下降, $10^{\circ}\text{CA} \sim 30^{\circ}\text{CA}$ 内的放热率继续提高。而冷却液温度降低时,着火滞燃期延长,起燃点推迟,一部分放热是在容积不断增大的情况下进行的,膨胀导致气体压力的下降,抵消了一部分放热使气体压力升高的量,故热效率反而下降。

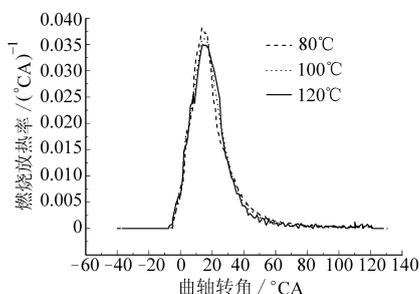


图5 2100 r/min 燃烧放热率随冷却液温度变化曲线

Fig. 5 2100 r/min heat release curve with different coolant temperatures

4.4 传热系数

图6所示为缸内传热系数随不同冷却液温度的变化趋势。可以看出随着冷却液温度的升高,传热系数降低。主要是因为冷却液温度高时,滞燃期短,

缸内峰值压力较低,故按照 Woschni 公式计算所得传热系数较低。另外由于壁面温度的升高,气缸燃气和壁面之间的温差减小,因而两者之间的传热量减少,壁面温度梯度差减小,传热系数减小。同时由于燃气的温度升高,气体的运动粘度增大,导致边界层厚度增加,湍流混合减弱,也在一定程度上使传热系数减小。

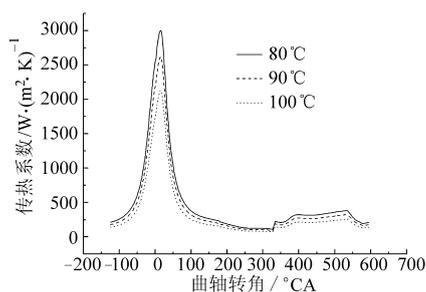


图6 2100 r/min 传热系数随冷却液温度变化曲线

Fig. 6 2100 r/min heat transfer coefficient curve with different coolant temperatures

4.5 传热量分配

冷却液温度变化,也会对缸内传热量的分配产生影响。具体是指燃气到燃烧室边界的传热量分配,包括燃气传给缸盖、缸套、活塞、气门等部件的热量。以1800 r/min为例,随着冷却液温度的升高,可以看到当冷却液温升 20°C 时,燃气传给缸盖的热量减小 $18\% \sim 23\%$;传给进排气门比例减小 $17\% \sim 22\%$;传给缸套减小 $17\% \sim 26\%$;传给活塞减小 $22\% \sim 14\%$ 。同时从仿真结果还可以看到,气门对冷却液传热减小 $20\% \sim 30\%$;缸盖对冷却液传热减小 $18\% \sim 25\%$;缸套对冷却液传热减小 $18\% \sim 25\%$;机油传热量减小 $10\% \sim 20\%$ 。缸内各部分传热量分配变化如图7所示。

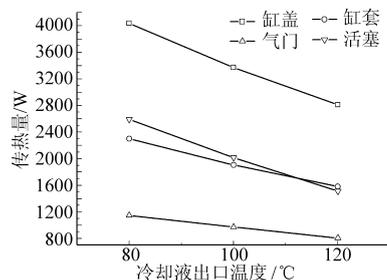


图7 1800 r/min 缸内传热量分配随冷却液温度变化曲线

Fig. 7 1800 r/min heat distribution in the cylinder with different coolant temperatures

4.6 热负荷变化

随冷却液温度变化,发动机的热负荷变化如图8和图9所示。

从图中可以看出,冷却液温度上升 20°C ,发动机缸套与缸盖最高温度上升 $15 \sim 20^{\circ}\text{C}$,升高的幅值要小于冷却液的温升,这也导致冷却液温度升高而

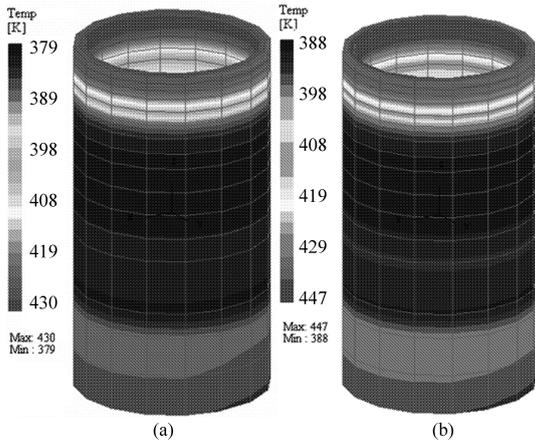


图8 1000 r/min 缸套温度场

Fig. 8 1000 r/min cylinder temperature field

(a) 冷却液温度 90°C (b) 冷却液温度 110°C

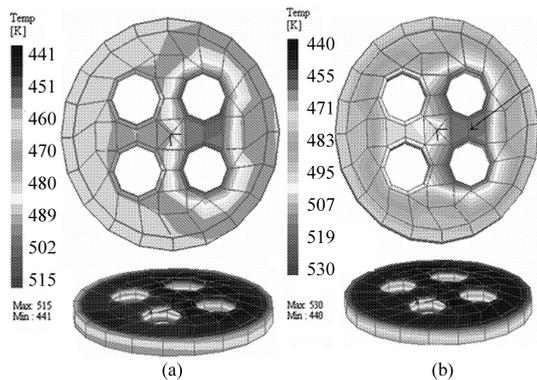


图9 1000 r/min 缸盖温度场

Fig. 9 1000 r/min head temperature field

(a) 冷却液温度 90°C (b) 冷却液温度 110°C

传热量减少,与试验结果是一致的。在中小负荷情况下,冷却液温升带来的热负荷增加对发动机的正常工作没有太大影响。

4.7 热功转换效率

图10所示为在30%负荷下,发动机的热功转换效率随冷却液温度的变化曲线。可以看出在同一

转速下,发动机热功转换效率随冷却液温度的升高而增大。冷却液温度每升高20°C,热功转换效率升高2%~3%,且在高转速下升高更为明显。这是由于高转速时气流运动加强,传热系数较大,相同幅度的冷却液温升导致传热量减少的较多,对缸内的传热过程有着较为明显的影响,使缸内能量分配发生变化,从而使气体状态发生改变,再影响到热功转换效率。

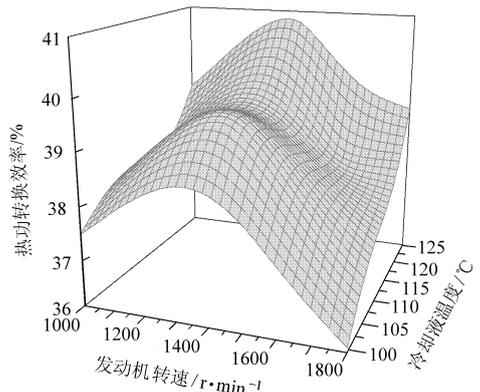


图10 热功转换效率随冷却液温度变化曲线

Fig. 10 Power conversion efficiency surface with different coolant temperatures

5 结论

(1) 所建立的耦合计算模型能够较准确地模拟柴油机的热功转换过程,在发动机中小负荷时较高的冷却液温度对于提高柴油机的热功转换效率,改善燃烧过程都是有益的。

(2) 在中小负荷时,冷却液温度每升高20°C,发动机总传热量减少10%~20%,同时热负荷升高幅度并不大,缸套与缸盖最高温度上升15~20°C。

(3) 在中小负荷时,冷却液温度每升高20°C,热功转换效率增加2%~3%,同时缸内最高爆发压力增加3%~4%。

参 考 文 献

- 姚仲鹏,王新国. 车辆冷却传热[M]. 北京:北京理工大学出版社,2001:40~42.
- Mahmoud K G, Loibner E, Wiesler B, et al. Simulation-based vehicle thermal management system-concept and methodology [C]. SAE Paper 2003-01-0276, 2003.
- Jinfeng Pan, Roberto Nigro, Eduardo Matsuo. 3-D modeling of heat transfer in diesel engine piston cooling galleries [C]. SAE Paper 2005-01-1644, 2005.
- Puntigam W, Hormann T, Schierl K, et al. Thermal management simulations by coupling of different software packages to a comprehensive system [C]. SAE Paper 2005-01-2061, 2005.
- 剧冬梅,孟红,韩恺. 发动机及其冷却系统耦合仿真方法研究[J]. 系统仿真学报,2009,21(7):1841~1844.
- 何学良,李疏松. 内燃机燃烧学[M]. 北京:机械工业出版社,1990:292~296.
- 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1998:128~132.
- 邓义斌,黄荣华,王兆文,等. 冷却液温度对天然气发动机性能影响试验[J]. 农业机械学报,2011,42(3):11~14. Deng Yibin, Huang Ronghua, Wang Zhaowen, et al. Coolant temperature effect on LNG engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(3): 11~14. (in Chinese)