

DOI: 10.7652/xjtuxb201705016

柴油机复合涡轮增压余热发电系统及电动热管理 用电系统综合节油潜力研究

何冠璋, 谢辉, 谷志伟

(天津大学机械学院, 300072, 天津)

摘要: 针对发电复合涡轮增压余热回收技术对发动机燃油经济性影响的评价及节油潜力的问题, 基于自行研制的发电复合涡轮增压余热回收系统及电动热管理系统, 在回收电能得到使用的条件下研究了影响发动机燃油经济性的关键因素及两套系统的综合节油潜力。首先, 分别分析了发电复合涡轮增压和发动机入口水温对复合涡轮增压系统的发电功率和热管理电动附件耗电功率的影响, 明确了产能及用能的变化规律; 其次, 基于实测数据分析了试验条件下柴油发动机复合涡轮增压发电与电动热管理用电的实际综合节油能力, 明确了影响发动机燃油经济性的关键因素; 最后, 根据关键因素影响油耗的规律对两套系统的综合节油潜力进行了预测分析。结果显示: 柴油发动机在1 300 r/min 试验转速且负荷分别为25%、50%和75%工况下, 复合涡轮增压发电量均能满足电动热管理附件的用电需求, 发动机比油耗与基础发动机相比分别降低7.2%、4%和2.6%; 增压涡轮及动力涡轮的等熵效率是影响系统燃油经济性的重要因素, 提升等熵效率可降低废气能量回收过程中的泵气损失; 在试验转速且负荷为75%工况下, 随着等熵效率的提升, 比油耗可在实测综合油耗的基础上进一步降低, 最大降幅为4.1%, 若考虑产、用能平衡策略, 则该工况下比油耗可降至180.8 g/(kW·h)。所提产、用能方案及分析方法可为基于余热回收技术开展的发动机节能减排研究提供参考。

关键词: 柴油机; 发电复合涡轮增压; 电动热管理; 节油潜力

中图分类号: TK448.21 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)05-0112-09

Investigation into Comprehensive Fuel Saving Potential of Diesel with Electric Turbo-compounding Waste Heat Recovery Power Generation and Electric Thermal Management Power Consumption Systems

HE Guanzhang, XIE Hui, GU Zhiwei

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Considering influence assessment of electric turbo-compounding waste heat recovery technology on engine fuel economy and its fuel saving potential, the critical parameters affecting fuel economy and comprehensive fuel saving potential are investigated on a self-designed test bench as the recovered power is actually used by electric thermal management system. The influences of power turbine rotating speed on electric power and engine coolant inlet temperature on electric accessories power consumption are discussed, and the governing rules are revealed. The actual fuel saving capacity of these two systems is then analyzed according to measured data,

收稿日期: 2016-09-26。 作者简介: 何冠璋(1986—), 男, 博士生; 谢辉(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2011CB707206)。

网络出版时间: 2017-02-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170223.1118.014.html>

and the critical parameters affecting fuel economy are determined. The fuel saving potential is predicted following the influencing regulation of critical parameters. The results show that the maximum electric power generated can meet the demand of thermal management system at 25%, 50% and 75% of load and 1 300 rpm engine speed, and the brake specific fuel consumption reduces by 7.2%, 4% and 2.6%, respectively. The isentropic efficiencies of charging turbine and power turbine are key parameters affecting comprehensive fuel economy, and the pumping loss power can be reduced as the isentropic efficiency increases. The brake specific fuel consumption further reduces at 75% of load and 1 300 rpm as the isentropic efficiency of turbines becomes higher, and the maximum reduction can be as much as 4.1%. Reduction of 0.95% for specific fuel consumption can be obtained if the balance between energy generation and energy consumption is considered.

Keywords: diesel; electric turbo-compounding; electric thermal management; fuel saving potential

进入发动机气缸中的能量只有 1/3~2/5 转化为有效功,其余能量以冷却水、排气、机体热辐射等形式散失^[1-2]。利用余热回收技术可提升发动机有效热效率,改善燃油经济性。主流余热回收技术主要包括热电直接转换技术、朗肯底循环和复合涡轮技术,其中复合涡轮技术是针对发动机排气能量回收的专项技术。在现代柴油机中,废气能量在满足发动机增压需求之后还有剩余,复合涡轮技术旨在回收这部分剩余能量。相比热电直接转换和朗肯底循环技术,复合涡轮技术具有成本较低、废气能量转化效率较高且系统便于集成的优点^[3-4]。

按照回收能量的最终形式,可将复合涡轮技术分为机械复合涡轮和发电复合涡轮,其中机械复合涡轮的出现先于发电复合涡轮,并已实现产品化^[5-6]。然而,随着内燃机及整车电动附件的增多,用电需求增大,越来越多的机构开始研究发电复合涡轮^[7]。波曼公司对其 TG(Turbine Generator)系统节油能力研究显示,在维持与原机相同的外特性功率水平下,带 TG 系统的发动机比油耗可降低 10%^[8]。卡特彼勒指出,其开发的电辅助复合涡轮系统可在标定点降低 5% 比油耗^[9]。依维柯公司开发了发电复合涡轮 ELEGT(Electric Exhaust Generation Turbine)系统,根据道路工况条件,采用该系统可降低车辆 100 km 油耗 1%~6%^[10]。纳威司达在超级卡车项目中同时采用了热电直接转换和发电复合涡轮技术并指出,这两项技术在道路工况下可使发动机有效热效率提升 1.4%,系统总能效率提升至 46.4%^[11]。

虽然诸多研究指出发电复合涡轮技术具有很大的节油潜力,但是这种评估多是基于能量等量转换

公式得到的,即

$$\eta_t = \frac{P_b + P_e}{P_{\text{fuel}}}$$

(1)

式中: η_t 为系统总能效率; P_b 为发动机有效功率; P_e 为发电功率; P_{fuel} 为燃油功率。

电能与燃油能量具有不同的品位,基于能量等量转换得到的结果并不能准确评估发电复合涡轮增压回收带来的燃油经济性改善效果^[12-15]。

本文将包含电动水泵和电动风扇的发动机电动热管理子系统作为复合涡轮回收电能的耗能部件,基于自行研制的串联发电复合涡轮及电动热管理试验系统,研究了能量回收和能量消耗的关键影响因素,分析了产能与用能的供需关系。最后,在发电复合涡轮子系统及电动热管理子系统同时使用的背景下,综合分析了影响整个系统油耗的关键因素及节油潜力。

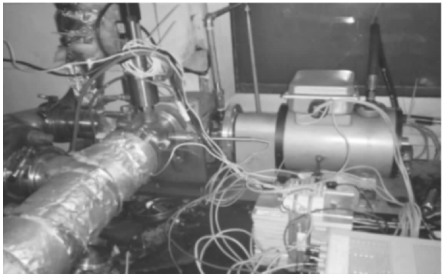
1 试验装置

1.1 试验平台

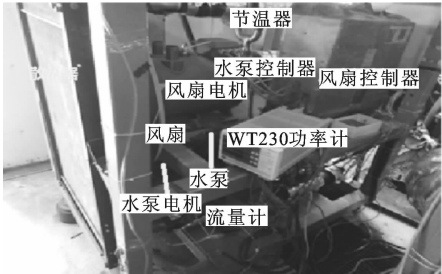
本研究基于重型柴油机(下文中简称发动机)开展,发动机基础台架如图 1a 所示,动力涡轮增压发电系统如图 1b 所示,主动热管理用能子系统如图 1c 所示。发动机主要参数如表 1 所示。涡轮发电系统串行布置在增压涡轮下游,流经动力涡轮机的废气流量可通过与动力涡轮机并联的旁通阀门进行调节。动力涡轮转速通过安装在高速发电机非动力输入端的磁电开关测得,一定废气流量下动力涡轮转速通过电路负载调节。涡轮发电系统主要参数如表 2 所示。使用整流滤波模块将高速发电机发出的高频三相交流电转化为直流形式,使用八档阻值电阻作为



(a) 发动机基础台架



(b) 动力涡轮发电系统



(c) 主动热管理用能子系统

图 1 发动机基础台架和发电复合涡轮试验装置

表 1 发动机主要参数

布置形式	直列
缸数	6
排量/L	11.596
燃油喷射系统	高压共轨
最高转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	2 310
最大功率/kW	353
最大扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	1 973
增压系统	可变截面

表 2 涡轮发电系统主要参数

额定功率/kW	20
最高转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	40 000
涡轮机最大膨胀比	3.4
直流额定相电压幅值/V	420
直流额定线电压幅值/V	394

高速发电机的负载。

主动热管理用能子系统主要包括风扇、水泵、风

扇电机、水泵电机、风扇电机控制器、水泵电机控制器、节温器、散热器等,其中散热器和风扇选用原机匹配部件,转速灵活可控。为了保证试验中水温测量的准确性,采用隔热材料对热管理台架管路进行了保温处理。

试验平台中的传感器包括进气流量计、K 型热电偶、PT100 热电阻、压力传感器、缸压传感器。试验用传感器的测量范围及精度由相关产品说明提供。水泵与风扇的电机驱动功率使用 WT230 功率计测量。

1.2 试验规划

试验转速固定为 1 300 r/min,基础发动机在该转速下以 25%、50% 和 75% 负荷对应 62、87、112 mg 循环喷油量作为试验工况(工况 1~工况 3)。试验分为基础发动机试验、发电复合涡轮产能试验及电动热管理附件耗电试验 3 部分。对于复合涡轮发电,首先选定工况点开展基础发动机试验以获取基础数据,然后在保持喷油量和进气压力与基础发动机一致的条件下开展复合涡轮发电试验。在发电试验中,通过调整增压涡轮喷嘴环的开度来维持复合涡轮发动机进气压力与基础发动机的一致性;通过调整负载电阻来改变复合涡轮的转速。需要注意的是,复合涡轮发动机喷嘴环开度以基础发动机对应工况喷嘴环开度为参考点,用相对开度表示,该开度为正值时表示关闭程度增大。试验中设置 37 000 r/min 为动力发电复合涡轮系统保护转速,超过 37 000 r/min 时动力触发与动力涡轮并联的气动旁通阀门全开,防止动力涡轮机超速。在电动热管理附件耗能试验中,水泵转速维持不变,水流量保持 5.57 m³/h 并与机械热管理系统相同;通过调整风扇转速来改变发动机冷却时的入口水温。试验规划如表 3 所示。

2 结果讨论

2.1 动力涡轮发电功率及转速影响分析

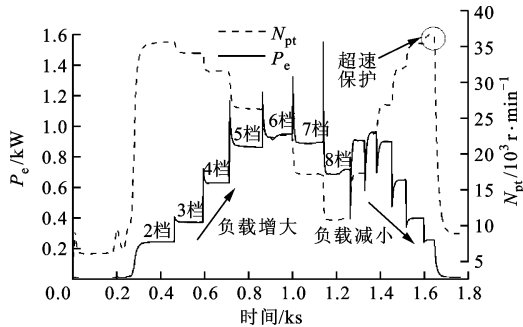
不同工况下的发电功率变化如图 2 所示,其中图 2a~图 2c 分别为 3 种工况下负载电阻先减小后增大过程中动力涡轮转速 N_{pt} 和发电功率的瞬态变化,图 2d 为 3 种工况下发电功率随动力转速的变化。需要注意的是,在不同工况下,由于废气边界条件不同,所以存在保证发电系统不超速的最低负载档位。在 1 300 r/min 试验转速以及 25%、50% 和 75% 负荷工况下,调速试验开始的最低档分别为 3、4、5 档。

表 3 动力涡轮发电与电动热管理用电试验规划

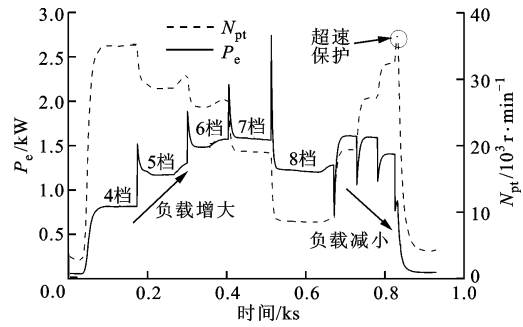
试验项目	循环喷油量/mg	进水温度/K	负载档位	系统配置
基础发动机	62	348	无	基础发动机
	87			
	112			
动力涡轮发电	62	348	1~8	基础发动机+
	87			串联发电动
	112			力涡轮系统
热管理用电	62	338~358	无	基础发动
	87			机+主动热
	112			管理系统

注:对于热管理用电,每种循环喷油量下进行 4 组进水温度测试,测试温度的变化范围为 338~358 K。

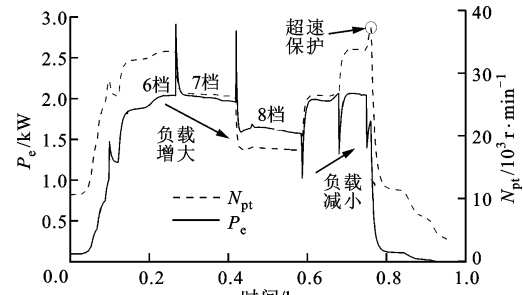
从图 2a~2c 可以看出:随着发电机负载的增大(电阻减小),动力涡轮转速降低;在负载减小(电阻增大)的过程中,动力涡轮转速逐渐升高;在动力涡轮转速降低的过程中,发电功率先增大后减小,存在对应发电功率峰值的最佳转速。需要注意的是,档位变化时,由于发电机内部要维持闭合回路磁链不变,所以出现了发电功率脉冲峰值的现象。从图 2d 可以看出,在 1 300 r/min 试验转速及 62、87、112 mg 循环喷油量工况下,动力涡轮转速为 22 680、29 400、33 180 r/min 时峰值发电功率分别达到 0.95、1.5、2 kW。



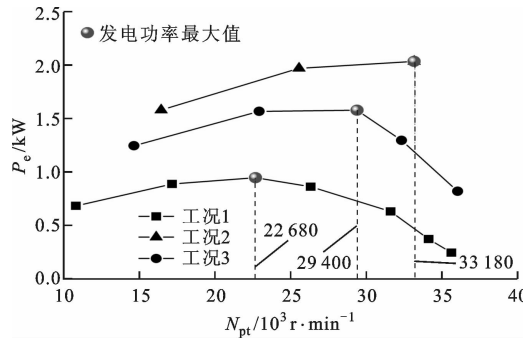
(a) 工况 1



(b) 工况 2



(c) 工况 3



(d) 最大发电功率及对应动力涡轮转速

图 2 不同工况下的发电功率变化

由以上分析可知,动力涡轮转速是影响发电功率的关键因素。该转速的变化直接影响着动力涡轮机和高速发电机的效率,3 种工况下效率随动力涡轮转速的变化如图 3 所示。在已知转速、定子和转子尺寸和材料的条件下,高速发电机的效率可使用专业分析工具得到。动力涡轮及发电机功率输入环节的效率计算式如下

$$\eta_{pt} \eta_t = P_e / (P_{pt,s} \eta_g) \tag{2}$$

式中: η_{pt} 为动力涡轮等熵效率; η_t 为动力涡轮与高速发电机之间的机械效率; $P_{pt,s}$ 为动力涡轮等熵功率,基于基础测量数据,由下式得到

$$P_{pt,s} = \dot{m}_e c_{p,e} T_{pt,in} \left[1 - \left(\frac{1}{\alpha_{pt}} \right)^{(\gamma_e - 1) / \gamma_e} \right] \tag{3}$$

其中 γ_e 为废气比热比, $\dot{m}_e$ 为废气质量流量, $T_{pt,in}$ 为动力涡轮入口废气温度, $c_{p,e}$ 为废气比定压热容, α_{pt} 为动力涡轮膨胀比; η_g 为高速发电机效率

$$\eta_g = P_e / (P_{pt,s} \eta_{pt} \eta_t) \tag{4}$$

动力涡轮等熵效率与机械效率乘积,称之为动力涡轮综合效率 η 。试验中机械效率与系统轴系设计、润滑条件相关,在当前试验条件下暂时难以获取。

从图 3 可以看出,发电机效率随动力涡轮转速的升高逐渐降低,在接近最高设计转速时下降趋势愈加显著。3 种工况对应发电功率最大时的发电机

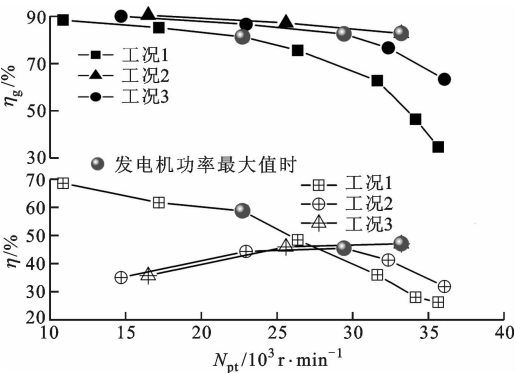


图 3 3 种工况下动力涡轮综合效率及高速发电机效率随动力涡轮转速的变化

效率分别为 82%,85%、87%。动力涡轮综合效率在不同流量下呈现出差异,即小流量下,在所能调节的最低转速时出现了综合效率最大值,在其余 2 种负荷对应的排气流量下,动力涡轮转速逐渐增大且综合效率最大值降低。3 种工况下动力涡轮综合效率峰值分别为 59%,45%、47%,该峰值效率是动力涡轮等熵效率与机械效率综合作用的结果。

根据动力涡轮机吹风试验数据,经最小二乘法辨识后,由所构模型中的参数可得动力涡轮等熵效率与速比之间的关系

$$\eta_{pt} = -1.89(u/c)^2 + 2.58(u/c) - 0.2 \quad (5)$$
$$u/c = \pi N_{pt} r \left(30 \left(\frac{2\gamma_e}{\gamma_e - 1} R T_{pt,in} \left[1 - \left(\frac{1}{\alpha_{pt}} \right)^{(\gamma_e - 1)/\gamma_e} \right] \right)^{1/2} \right)^{-1} \quad (6)$$

式中: r 为叶轮直径; u 为涡轮叶尖线速度; c 为废气以等熵膨胀过程流经涡轮所能达到的速度; R 为气体常数。

3 种工况下动力涡轮速比 u/c 与等熵效率的关系如图 4 所示。从图 4 可以看出,小流量下涡轮速比更接近径流式涡轮最高效率对应的最佳速比 0.75,相对具有较高的等熵效率。此外,3 种工况下最大发电功率对应的涡轮速比并非最优值,随着动

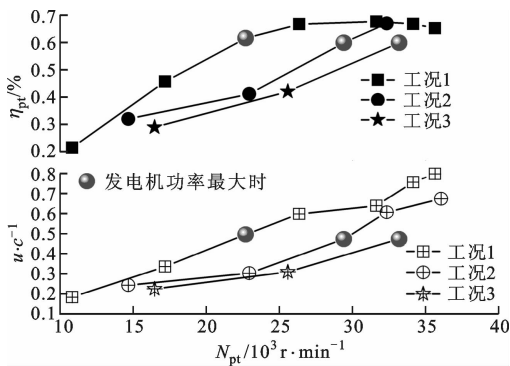


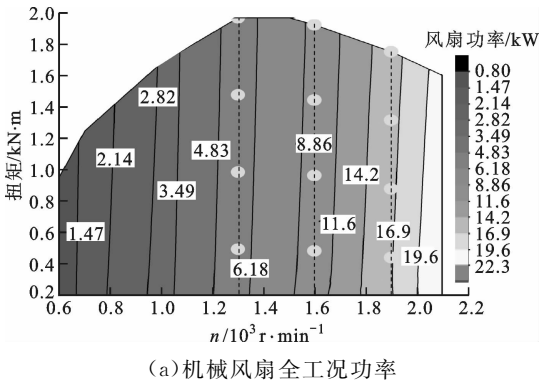
图 4 3 种工况下动力涡轮速比及等熵效率

力涡轮转速的升高,涡轮等熵效率仍有上升的空间,但是轴损失增大使得动力涡轮综合效率下降,同时高速发电机效率随转速升高而降低使得发电功率降低。

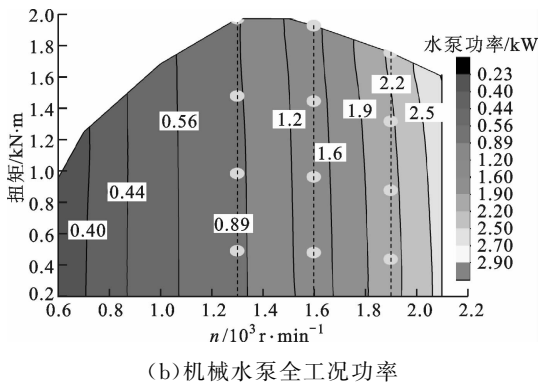
相比不同工况下的动力涡轮机效率,发电机效率保持较高且变化相对较小,因此通过合理的设计匹配可提高动力涡轮等熵效率,通过涡轮机与高速发电机一体化设计可以实现系统优化。

2.2 热管理电动附件用能特性试验分析

发动机制造商提供的全工况范围内机械风扇与机械水泵功率如图 5 所示,其中风扇与曲轴的速比为 1.17,水泵与曲轴的速比为 1.7。从图 5 可以看出,速比固定,在相同发动机转速 n 下机械风扇与水泵的功率几乎不变,风扇最大功率可达 20 kW,水泵最大功率可达 2.55 kW。使用电动的风扇、水泵替代传统机械的风扇、水泵能够消除图 5 中的寄生功耗。此外,不同于机械附件,电动附件转速灵活可控,可以主动管理发动机热状态,这样电动附件功耗也将随之改变。



(a) 机械风扇全工况功率



(b) 机械水泵全工况功率

图 5 全工况范围内机械风扇与机械水泵功耗

影响电动附件能耗的因素很多,此处讨论发动机冷却水入口水温的影响。不同入口水温、在 1 300 r/mm 试验转速下电动水泵及电动风扇功耗如图 6 所示。从图 6a 可以看出,随着入口水温的升高,电

动附件总功率 P'_e 逐渐下降;从图 6b 可以看出,机械风扇转速为 1 521 r/min,电动风扇转速在 300~800 r/min 范围内,机械水泵转速为 2 210 r/min,电动水泵的转速为 1 600 r/min。转速降低将使得电动附件功耗大幅度下降。不同入口水温、在 1 300 r/min 试验转速下电动附件总功率相对机械附件总功率 P'_m 的降低量及其相对下降率 δ_p 如图 7 所示。从图 7 可以看出:入口水温为 85℃时电动附件相比机械附件功率最大降低量为 5.5 kW,降低率达 90%;从发动机附件寄生功耗层面上看,电动附件相比机械附件的有效功率提升了 6.25 kW。

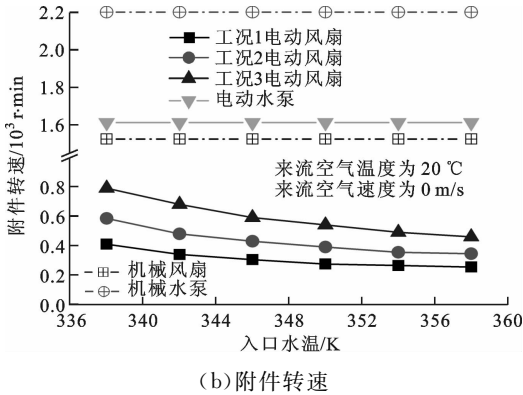
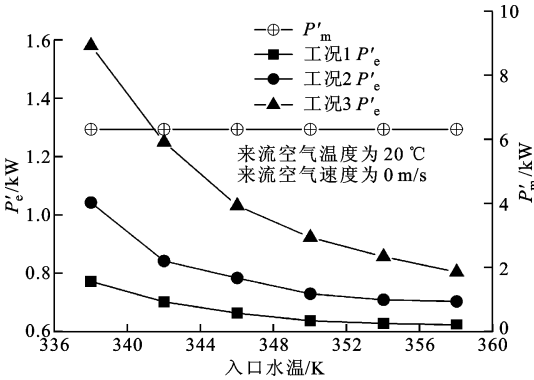


图 6 不同入口水温下电动水泵及电动风扇功耗

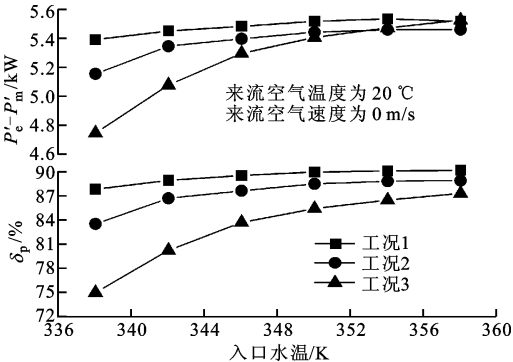


图 7 不同入口水温下电动附件总功率相对机械附件总功率的降低量及其相对下降率

2.3 节油潜力分析

2.3.1 节油能力分析 不同试验工况、在不同入口水温下电动附件最高和最低总功率,以及对应工况在复合涡轮增压下的最高和最低发电功率对比如图 8 所示。从图 8 可以看出:各工况下最高发电功率均能满足试验入口水温最高时的附件总功耗;循环喷油量为 62 mg 时最低发电功率不能满足最低附件功耗的需求,而循环喷油量分别为 87、112 mg 时最低发电功率均能满足附件最低功耗的需求。可见,在保持发电功率最高且发动机入口水温最高的情况下,产能均能满足用能需求且有剩余电能,随着发动机负荷的增大,剩余电能逐渐增大。

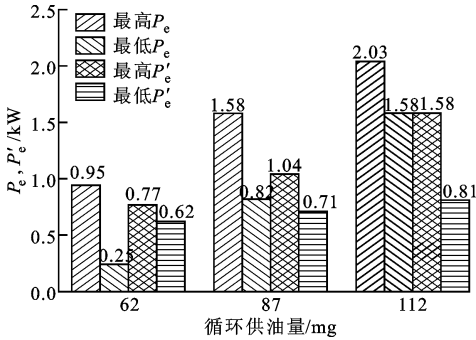


图 8 最高、最低的发电功率及电动附件总功率对比

综上,通过调整发电复合涡轮的工作状态、合理控制发动机入口水温,复合涡轮发电量不仅能够满足电动附件的用能需求,而且还有剩余能量可供存储,存储的能量可以作为备用电能。

在不考虑电动热管理附件耗能的情况下,相比机械热管理,电动热管理比油耗及其相对下降率 δ_{ge} 如图 9 所示。从图 9 可以看出:在工况 1 下,电动热管理发动机比油耗可降低 10.2%;随着发动机负荷的增大,比油耗改善的程度降低,112 mg 循环喷油量下,比油耗最多下降 5%;在相同工况下,随着入口水温的升高,比油耗下降率提高,原因是在提高发

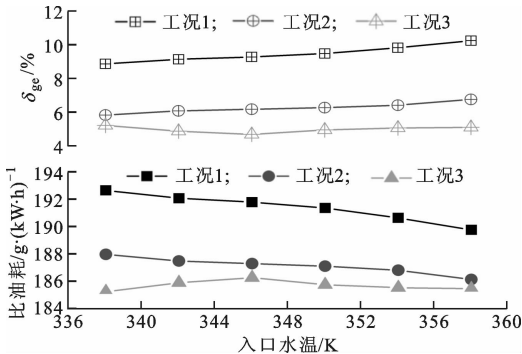


图 9 主动热管理发动机比油耗及其相对下降率

动机的热状态的同时,降低了缸内工质与冷却水之间的温度梯度,冷却水带走的热量减少,燃烧产生的能量更多地转化为有效功。入口水温为 354 K,循环喷油量为 62、87、112 mg 时,除去机械附件功耗带来的比油耗改变量,由更高温度管理带来的比油耗降低比例分别为 0.41%、0.34%、0.04%,总体上,随着负荷的提高,比油耗降低。在动力涡轮为电动热管理系统供能的技术背景下,系统比油耗需要综合考虑产能与用能环节的影响。从以上分析可知,采用电动热管理直接消除了机械水泵和风扇的寄生功耗,降低了比油耗,但是串联发电复合涡轮在回收电能的同时又会带来泵气损失、燃烧恶化等负面影响。综合考虑这两方面因素后,系统综合比油耗的变化量为

$$\Delta\beta_{BSFC} = \Delta\beta_{e_ac} - |\Delta\beta_{BSFC}| \tag{7}$$

式中: $\Delta\beta_{e_ac}$ 为电动热管理系统单独使用时比油耗改变量; $|\Delta\beta_{BSFC}|$ 为串联发电复合涡轮单独使用且不考虑回收电能等量转换时的比油耗变化量。规定比油耗相比原机下降为正,升高为负。

发动机有效功率

$$P_b = P_{i_360} - P_p - (P_f + P_a) \tag{8}$$

式中: P_{i_360} 为发动机 360°指示功率; P_p 为泵气功率; P_f 为摩擦损失功率, P_a 为附件功率。假定发动机摩擦损失功率与机械附件功耗不变,由式(8)可以看出, P_{i_360} 和 P_p 的变化将导致有效功率变化。3 种工况下发动机有效功率变化分解图如图 10 所示,从图 10 可以看出, P_p 增大是 P_b 降低的主要原因。在小负荷工况下, P_{i_360} 损失较小,随着负荷的增大, P_{i_360} 损失相对增大,3 种负荷下比油耗分别升高了 3.1%、2.8%、2.5%。串联发电复合涡轮发动机的比油耗变化如表 4 所示。

表 4 1 300 r/min 试验转速下串联发电复合涡轮发动机的比油耗变化

循环喷油量/ mg	$\beta_B/g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$	$\beta_{B+G}/g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$	$\beta_{B+G+E}/g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$
62	211.4	217.9	196.2
87	199.6	205.1	191.6
112	195.4	200.3	190.3

注: β_B 为基础发动机比油耗; β_{B+G} 为基础发动机+发电复合涡轮的比油耗; β_{B+G+E} 为基础发动机+发电复合涡轮+电动热管理的比油耗。

由表 4 结果可知,虽然串联发电复合涡轮发动机后比油耗恶化,但是综合考虑附件电气化对燃油经济

性贡献之后,比油耗相比原机分别下降了 7.2%、4%、2.6%,随着负荷的降低,比油耗降低率增大。

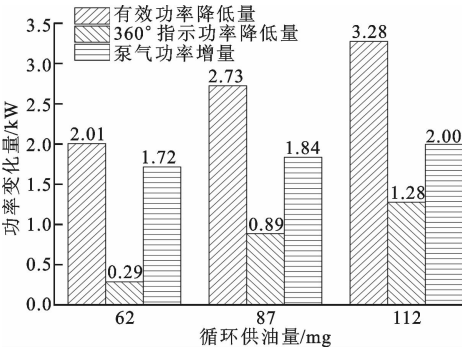


图 10 3 种工况下发动机功率变化分解图

2.3.2 节油潜力分析 保持发动机进气压力不变,串联发电复合涡轮发动机相比基础发动机的泵气损失功率变化量

$$\Delta P_p = \frac{\Delta\alpha_{ct}\alpha_{pt}V_{cy}n}{120} \tag{9}$$

式中: $\Delta\alpha_{ct}$ 为增压涡轮膨胀比的变化量; α_{pt} 为动力涡轮膨胀比; V_{cy} 为发动机排量。增压涡轮膨胀比的变化和动力涡轮做功产生的膨胀比是泵气损失功率变化的主要原因。串联动力涡轮后增压涡轮出口背压高于环境压力,涡轮增压器工作状态发生变化。3 种工况下基础发动机的压气机、增加涡轮等熵效率如表 5 所示,其中压气机等熵效率

$$\eta_c = (\alpha_c^{\gamma_a-1/\gamma_a} - 1) \frac{T_{c,in}}{(T_{c,out} - T_{c,in})} \tag{10}$$

式中: α_c 为压比; γ_a 为空气比热容比; $T_{c,in}$ 为压气机入口气体温度; $T_{c,out}$ 为压气机出口气体温度。

表 5 1 300 r/min 试验转速下基础发动机的压气机、增压涡轮等熵效率

循环喷油量/mg	$\eta_c/\%$	$\eta_{pt}/\%$	α_{ct}
62	60.0	73	1.38
87	62.3	69	1.48
112	66.5	65	1.66

增压涡轮等熵效率由基于压端数据的反算方法来计算,以避免由涡轮出口废气温度测量不准确造成误差,计算式如下

$$\eta_{ct} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{c,out} - T_{c,in})}{\dot{m}_e c_{p,e} T_{ct,in} \eta_{m,ct} [1 - (1/\alpha_{ct})^{(\gamma_e-1)/\gamma_e}]} \tag{11}$$

式中: $\dot{m}_a$ 为进气量质量流量; $\dot{m}_e$ 为废气质量流量; $\eta_{m,ct}$ 为涡轮增压器机械效率,分析时取定值 0.95; $c_{p,a}$ 为空气比定压热容; $T_{ct,in}$ 为增压涡轮入口温度。

3 种工况在不同喷嘴环相对位置处压气机与增

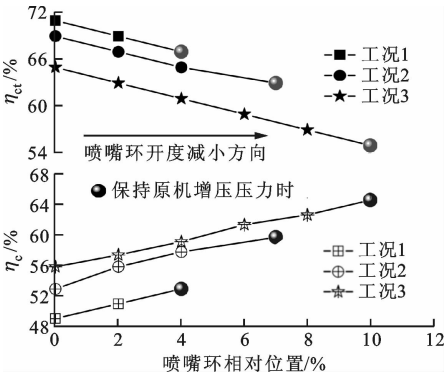


图 11 不同喷嘴环相对位置处增压涡轮与压气机等熵效率

压涡轮等熵效率如图 11 所示。从图 11 可以看出：压气机等熵效率在 62、87 mg 循环喷油量下基本维持不变，循环喷油量在 112 mg 时下降 2%；随着喷嘴环开度的减小，3 种工况下增压涡轮等熵效率均呈现下降趋势。

由压气机和涡轮机之间的功率平衡关系得到

$$\alpha_{ct} = \left[1 - \frac{m_a c_{p,a} T_{c,in} (\pi_c^{(\gamma_a-1)/\gamma_a} - 1)}{m_e \eta_c \eta_{ct} \eta_{m,ct} c_{p,e} T_{ct,in}} \right]^{\gamma_e/(1-\gamma_e)} \tag{12}$$

可知，在相同进气压力下，涡轮膨胀比增大。增压涡轮膨胀比随增压涡轮喷嘴环相对位置的变化如图 12 所示。从图 12 可以看出，再次达到目标增压压力时，增压涡轮相比基础发动机的膨胀比升高。

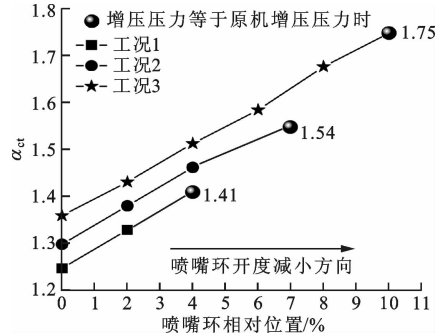


图 12 不同工况和喷嘴环相对位置处增压涡轮膨胀比变化

综上可知，通过合理的设计和匹配，提高增压涡轮及动力涡轮运行时的等熵效率可降低泵气损失，改善复合涡轮发动机燃油经济性。1 300 r/min 试验转速、112 mg 循环喷油量在不同增压涡轮和动力涡轮等熵效率下，系统比油耗在表 5 综合比油耗基础上的改善情况如图 13 所示。从图 13 可以看出，保持当前的发电功率和进气压力，复合涡轮发动机综合比油耗随着增压涡轮与动力涡轮等熵效率的升高而降低，在两等熵效率均为 75% 时比油耗至少降低 4.1%。

从产用能供需关系可知，1 300 r/min 试验转

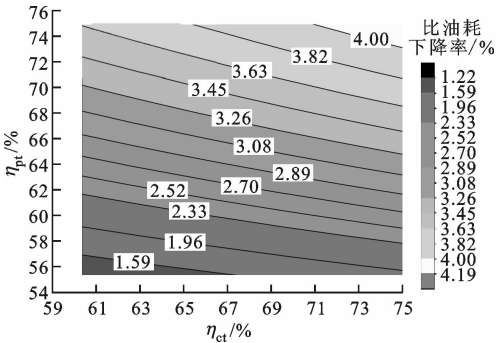


图 13 不同增压涡轮和动力涡轮等熵效率下比油耗改善情况

速、112 mg 循环喷油量下最大发电功率大于电动热管理最低耗电功率，而上述基于试验数据的综合油耗分析和节油潜力分析并未考虑电能剩余的问题。假定增压涡轮与动力涡轮的等熵效率均为 75%，且同时保证发电功率等于用电功率 0.81 kW 时，泵气损失功率可进一步降低，对应比油耗可进一步下降 0.95%。在基于试验数据、增压动力涡轮等熵效率为 75% 且产能等于用能 3 种条件下，比油耗分别为 190.3、182.5、180.8 g/(kW·h)。由此可见，从包含产能子系统、用能子系统和基础发动机在内的整个系统角度考虑，提高电动热管理子系统电机控制器、电机、水泵、风扇等的效率也是改善系统燃油经济性的重要方向。

3 结 论

基于自行研制的串联发电复合涡轮系统及电动热管理系统，综合分析了两套子系统同时使用时发动机比油耗变化及影响比油耗的关键变量，在试验分析的基础上研究了串联发电复合涡轮技术的节油潜力，主要结论如下。

(1)在试验转速为 1 300 r/min，负荷分别为 25%、50%、75% 工况下，最高发电功率分别可达 0.95、1.5、2 kW。转速变化过程中高速发电机效率能够维持在 80% 以上，通过一体化设计，在保持发电机效率的同时提高动力涡轮等熵效率，是改善系统燃油经济性的关键。

(2)采用电动附件热管理系统可消除风扇与水泵的寄生功耗，且能够灵活控制发动机热状态。相同发动机热状态下，相比机械附件总功率，电动附件总功率降低了 90%，随着入口水温的升高，电动附件功耗会进一步降低。串联发电复合涡轮系统是以发动机有效功率降低为代价的，综合考虑串联发电复合涡轮带来的发动机功率损失和机械附件寄生功

耗消除因素,在试验转速为 1 300 r/min,负荷分别为 25%、50%、75%工况下,比油耗相比基础发动机分别降低 7.2%、4%、2.6%。

(3)泵气损失功率升高是串联发电复合涡轮回收废气能量的主要代价。通过合理设计增压涡轮与动力涡轮的等熵效率,可降低泵气损失功率,改善燃油经济性。1 300 r/min 试验转速、112 mg 循环喷油量、增压涡轮与动力涡轮的等熵效率均为 75%时,比油耗可降低至 182.5 g/(kW·h)。在此基础上,若考虑用能需求来控制电能产出,则比油耗可进一步降至 180.8 g/(kW·h)。电动热管理用能子系统中各环节效率的改善,也是燃油经济性改善的重要方向。

参考文献:

- [1] FU Jianqin. A study on the prospect of engine exhaust gas energy recovery [C]// 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering (ICEICE). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 5777049.
- [2] ZHAO R, ZHUGE W, ZHANG Y, et al. Parametric study of power turbine for diesel engine waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67 (1): 308-319.
- [3] SHU Gequn, LIANG Youcai, WEI Haiqiao, et al. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 19: 385-401.
- [4] WEERASINGHE W, STOBART R K, HOUNSHAM S M. Thermal efficiency improvement in high output diesel engine: a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 2253-2256.
- [5] AGHAALI H, ANGSTRON H E. A review of turbo-compounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 49: 813-824.
- [6] MAMAT-AMAN M I, ALESSANDRO R, MARTINEZ-BOTAS R F. Characterisation of a low pressure turbine for turbocompounding applications in a heavily

downsized mild-hybrid gasoline engine [J]. Energy, 2014, 64: 3-16.

- [7] CRESCIMBINI F, LIDOZZI A, CALZO G L, et al. High-speed electric drive for exhaust gas energy recovery applications [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(6): 2998-3011.
- [8] PATTERSON A T C, TETT R J, MCGUIRE J. Exhaust heat recovery using electro-turbogenerators: 2009-01-1604 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2009.
- [9] MARCELO A. Controlling an electric turbo compound system for exhaust gas energy recovery in a diesel engine [C]// 2005 IEEE International Conference on Electro Information Technology. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2005: 6.
- [10] MILLO F, MALLAMO F, PAUTASSO E. The potential of electric exhaust gas turbocharging for HD diesel engines: 2006-01-0437 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2006.
- [11] DE OJEDA W. Development and demonstration of a fuel-efficient HD engine: DE-EE0003303 [R]. Washington, DC, USA: DOE, 2012.
- [12] ZHUGE Weilin, HUANG Lei, WEI Wei, et al. Optimization of an electric turbo compounding system for gasoline engine exhaust energy recovery: 2011-01-0377 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2011.
- [13] WEI W, ZHUGE W, ZHANG Y, et al. Comparative study on electric turbo-compounding systems for gasoline engine exhaust energy recovery [C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 531-539.
- [14] KATSANOS C O, HOUNTALAS D T, ZANNIS T C. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine [J]. Energy Conversion and Management, 2013, 76: 712-724.
- [15] ZHAO R, ZHUGE W, ZHANG Y, et al. Parametric study of a turbocompound diesel engine based on an analytical model [J]. Energy, 2016, 115: 435-445.

(编辑 苗凌)