

过量空气系数对沼气内燃机 - ORC 系统性能的影响

李金平, 汪秋刚, 周正清

(兰州理工大学 西部能源与环境研究中心, 甘肃 兰州 730050)

摘 要: 为改善沼气内燃机 - ORC (有机朗肯循环) 联合循环系统的性能, 研究了过量空气系数的影响。建立了内燃机 - ORC 联合循环系统数值模型, 在理论空燃比和过量空气系数分别为 1.1、1.2、1.3、1.4、1.5、1.6 下用不同甲烷体积分数的沼气进行了模拟计算。通过模拟分析得出: 在一定范围内, 增大过量空气系数能够提高联合循环系统的热效率, 但随着沼气中甲烷体积分数的增大, 有利于提高联合循环系统热效率的过量空气系数的范围越小; 当过量空气系数相同时, 联合循环系统热效率随甲烷体积分数的增大而增加。

关 键 词: 内燃机 - ORC; 过量空气系数; 系统热效率; 甲烷体积分数

中图分类号: TK43 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.08.007

引 言

以沼气为燃料进行热电联产是目前沼气工程中最常见的运行方式: 一方面沼气资源可以得到充分利用, 转化为更高层次的电力能源; 另一方面, 通过发电还可以回收大量的余热, 为沼气发酵装置进行增温, 提高产气效率^[1-3]。沼气发电机的余热利用分为两部分: 一是烟气的余热利用, 二是机组缸套冷却水的余热利用^[4]。

沼气发动机排气温度一般在 400 °C 以上, 排气余热约占输入能量的 30%^[5-8]。沼气发电机组排气温度高, 热量多, 用于直接供热势必会造成较大的不可逆损失。Vaja I 用 3 种不同的有机工质分别设计了有机朗肯循环^[6], 对一天然气发动机的余热进行回收利用, 研究表明: 系统总效率与之前相比最大能提高 12%; 但冷却水热量中只有很少的一部分能被有机朗肯循环回收利用。David G 等对用有机朗

肯循环回收沼气内燃发电机组废气余热的技术可行性和经济可行性分别作了分析^[8], 以 Jenbacher JMS 612 沼气发动机的排气为热源, 以甲苯为工质的有机朗肯循环 (满负荷运行时热效率为 20%) 进行余热利用, 发现沼气发电站的效率从 39% 上升到了 42%, 投资回收期小于 5 年。

选择合理的运行空燃比对改善沼气发动机排放性能、提高发动机效率有着重要的意义。Lee T H 等以台湾养猪场的一个 30 kW 沼气发电机进行试验研究^[5], 在甲烷体积分数为 73% 时, 研究了在不同过量空气系数下进气量对发电机性能的影响; 高翠分别用两种模拟方案研究了过量空气系数对发动机性能的影响^[9]: 沼气发动机在固定转速、固定负荷下工作时, 在发动机的稀燃极限内, 过量空气系数越大, 发动机的经济性越高, 即燃气消耗率越低; 在固定节气门开度时, 随着过量空气系数的增大, 发动机有效功率先升高再降低。

目前的沼气发电工程大多采用热电联产机组, 为减少做功能力损失, 部分学者提出了沼气内燃机 - ORC 的联合循环系统, 本研究基于沼气内燃机 - ORC 联合循环系统, 分析了过量空气系数对其系统性能的影响。

1 模型的建立

本研究在国产某 30 kW 沼气内燃发电机组基础上, 增加有机朗肯循环对发动机排气进行回收利用, 利用软件 GT - POWER 和 ASPEN PLUS 分别建立了发动机模型和有机朗肯循环模型。

发动机的基本参数如表 1 所示。

收稿日期: 2015 - 10 - 30; 修订日期: 2015 - 12 - 15

基金项目: 国家“863”计划课题(2014AA052801); 甘肃省杰出青年基金资助项目(2012GS05601); 甘肃省建设科技攻关基金资助项目(JK2010 - 29)

作者简介: 李金平(1977 -), 男, 宁夏中宁人, 兰州理工大学教授

通讯作者: 汪秋刚(1991 -), 男, 兰州理工大学硕士研究生。

表 1 发动机基本参数

Tab. 1 Basic parameters of engine

发动机类型	缸径行程/mm	额定功率/kW	转速/r·min ⁻¹	压缩比	燃料类型	点火顺序
直列 4 缸、4 冲程、增压中冷	105 × 125	38	1 500	11.5:1	沼气(甲烷含量 ≥ 50%)	1-3-4-2

1.1 发动机模型

用 GT - POWER 对上述内燃发电机组的发动机建立数值模型。GT - POWER 是一款包括高级发动机设计概念在内的发动机仿真分析软件。GT - POWER 的原理是基于热力学第一定律和一维气体动力学,能够呈现发动机和进、排气管内的气体和能量传递情况,原理的公式如下^[10]:

热力学第一定律:

$$\frac{d(m_c \mu)}{d\alpha} = -P_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (1)$$

式中: m_c —气缸内的气体质量, kg; P_c —气缸内的气体压力, Pa; α —曲轴转角, r/min; $-P_c \frac{dV}{d\alpha}$ —气缸内的气体推动活塞所做的功, J; $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ —燃料生成的热量, J; $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ —通过汽缸壁的热量损失, J; $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ —排出气体所带走的焓值, J。

该仿真模型主要由气缸、进排气系统、涡轮增压系统等几部分组成。气缸内的几何模型参照表 1 设置,传热模型采用 Woschni 传热模型,燃烧模型采用湍流火焰模型,喷油器模型采用 InjAF - Ratio - conn 喷射器模型。喷油器模型参数设置里,其中几个比较重要的参数,如:空燃比 α 、燃料低热值 H_u 、燃料分子式,都应根据计算值具体设置。

发动机的整机模型流程为:沼气与空气按预设空燃比在进气道中混合,流经涡轮增压器、中冷器、进气管、节气门和进气歧管等,然后进入气缸燃烧,高温高压的燃气推动活塞做功,做功后的燃气经排气系统及涡轮增压器后进入环境。

1.2 有机朗肯循环模型

针对上述发电机组的排气性能,设计有机朗肯循环对发动机烟气余热进行回收利用,用 ASPEN PLUS 软件建立其模型,如图 1 所示。

有机朗肯循环系统的热力过程包括 4 部分:定

压吸热(1-2) 绝热膨胀(2-3),定压冷却(3-4),绝热压缩(4-1)。

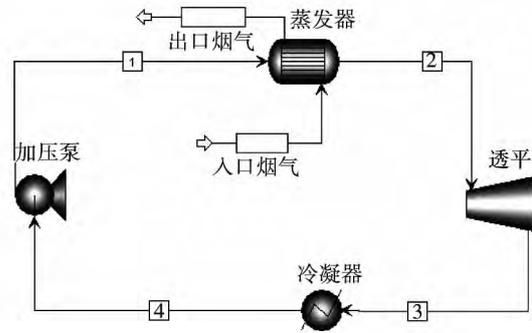


图 1 有机朗肯循环模型

Fig. 1 Model of Organic Rankine Cycle

工质吸收的热量:

$$Q_1 = q_m (h_2 - h_1) \quad (2)$$

透平输出功:

$$W_t = q_m (h_3 - h_2) \quad (3)$$

工质释放的热量:

$$Q_2 = q_m (h_3 - h_4) \quad (4)$$

泵耗功:

$$W_p = q_m (h_1 - h_4) \quad (5)$$

有机朗肯循环净输出功为:

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (6)$$

式中: Q_1 、 W_t 、 Q_2 、 W_p —蒸发吸热量、输出功、冷凝放热量、工质泵耗功, kW; h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 —有机工质在各个状态下的比焓, kJ/kg; q_m —有机工质的流量, kg/s。

1.3 模型验证

图 2 为发动机在不同负荷下的耗气量的模拟值与试验值的比较。通过比较可知发动机耗气量的误差在 5% 以内,模拟值和试验数据比较吻合,沼气发动机所建计算模型是正确的。该发动机模型较好地再现了发动机的实际运行状态,具有较高的准确度,可以运用该模型进行发动机性能预测分析。

1.4 模拟参数

对于发动机模型,先用甲烷模拟得到发动机在额定功率下所需的甲烷的体积流量,然后再用相同体积流量不同成分的沼气,分别在理论空燃比(质量空燃比)和空气过量条件下模拟。

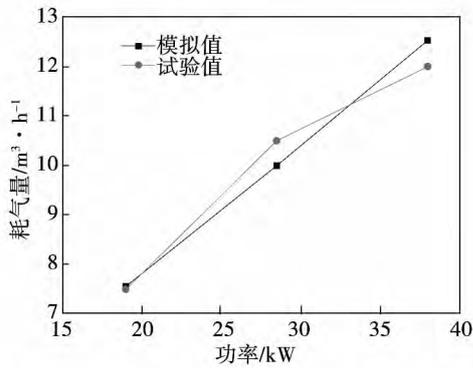
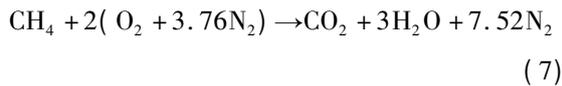


图 2 不同负荷下耗气量模拟值与试验值的比较
Fig. 2 Comparison of gas consumption between simulation and test

沼气在内燃机中反应时空燃比及烟气成分可根据下式计算^[11]:



理论质量空燃比的定义为:

$$(AFR)_{\text{stoich}} = \frac{274.56}{16 + 44 \times \frac{(1 - \varphi)}{\varphi}} \quad (8)$$

过量空气系数的定义为:

$$\lambda = \frac{(AFR)_{\text{act}}}{(AFR)_{\text{stoich}}} \quad (9)$$

根据上述的反应式,可得烟气中各种成分的质量流量为:

$$q_{m1} = \frac{\rho_1 Q_v \varphi}{16} \times 44 + \rho_2 Q_v (1 - \varphi)$$

$$q_{m2} = 2 \times \frac{\rho_1 Q_v \varphi}{16} \times 18$$

$$q_{m3} = 0.767\lambda (AFR)_{\text{stoich}} Q_v (\rho_1 \varphi + \rho_2 (1 - \varphi))$$

$$q_{m4} = 0.233(\lambda - 1)(AFR)_{\text{stoich}} Q_v (\rho_1 \varphi + \rho_2 (1 - \varphi)) \quad (10)$$

式中: $(AFR)_{\text{stoich}}$ 、 $(AFR)_{\text{act}}$ —理论空燃比和实际运行空燃比; φ —沼气中的 CH_4 的体积分数,沼气中只考虑 CH_4 和 CO_2 ,忽略沼气中的其它成分; q_{m1} 、 q_{m2} 、 q_{m3} 、 q_{m4} —烟气中的 CO_2 、 H_2O 、 N_2 、 O_2 的质量流量, kg/h ; ρ_1 、 ρ_2 —沼气中 CH_4 、 CO_2 的密度, kg/m^3 ; Q_v —发动机组耗气量, m^3/h ; 参考文献 [5、10] 在本研究中过量空气系数 λ 分别取 1.1、1.2、1.3、1.4、1.5 和 1.6。文中用美国国家标准与技术研究院(NIST)提供的物性查询软件 Refprop 来查询所需物性参数。

发动机模型中的部分参数设置如表 2 所示。喷油器模型中沼气温度为 300 K,环境压力为 100 kPa,空气温度为 298 K。参照文献 [9、12],以发动机排气为热源,确定以苯为工质的有机朗肯循环。模型假设:稳定状态条件;蒸发器、冷凝器以及管道都忽略压力损失,透平和泵的等熵效率为定值。模拟条件为:蒸发压力 4.5 MPa,冷凝压力 19.6 kPa,透平等熵效率 0.7;泵等熵效率为 0.9。工质质量流量随着热源而变化,以增大透平输出功为目的来确定。

联合循环系统热效率的定义为:

$$\eta_c = \frac{W_{\text{eng}} + W_{\text{net}}}{m_{\text{fuel}} H_u} \quad (11)$$

式中: W_{eng} —发动机输出功, kW ; m_{fuel} —耗气量, kg/s ; H_u —沼气热值, kJ/kg 。

表 2 发动机模型中的参数设置
Tab. 2 Main parameters of the engine model

进气质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	过量空气系数						
	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
50% CH_4	84.33	91.25	98.17	105.09	112.01	118.93	125.85
60% CH_4	96.75	105.05	113.35	121.66	129.96	138.26	146.57
70% CH_4	109.18	118.87	128.55	138.24	147.93	157.62	167.30
80% CH_4	121.62	132.70	143.77	154.84	165.92	176.99	188.06
90% CH_4	134.09	146.55	159.02	171.48	183.94	196.40	208.86
100% CH_4	146.60	160.45	174.30	188.15	202.01	215.86	229.71

2 结果与分析

2.1 发动机模拟结果及分析

图 3 和图 4 表明了发动机输出功和效率与过量空气系数的关系。由图可以看出,甲烷体积分数小于 80% 时,输出功和效率均随过量空气系数的增大而增加;甲烷体积分数不小于 80% 时,输出功随过量空气系数的增大先增加后减小,效率随过量空气系数的增大先增加后保持不变;对于给定的过量空气系数,甲烷体积分数越高输出功和效率越大。由于设置的耗气量是相同的,随着甲烷体积分数和过量空气系数的增加,发动机总进气量增加,受总进气量限制,模拟时不能按设置完全进气,输出功降低。

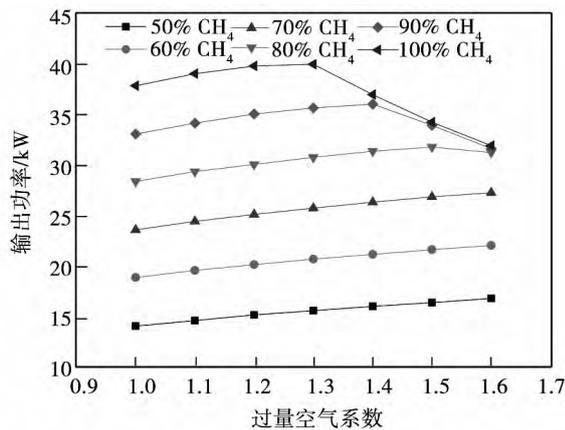


图 3 不同甲烷含量下发动机输出功随过量空气系数的变化

Fig. 3 Power generation with excess air ratio at different methane concentrations

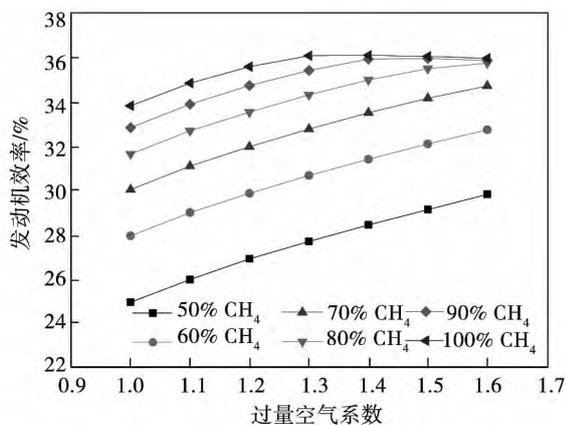


图 4 不同甲烷含量下发动机效率随过量空气系数的变化

Fig. 4 Engine efficiency with excess air ratio at different methane concentrations

不同甲烷体积分数下,发动机排气温度随过量空气系数的变化如图 5 所示,很明显,排气温度随过量空气系数的增大而降低。从图 6 看到,甲烷体积分数小于 90% 时,排气质量流量随过量空气系数的增大而增加;甲烷体积分数不小于 90% 时,排气质量流量随过量空气系数的增大先增加后降低。

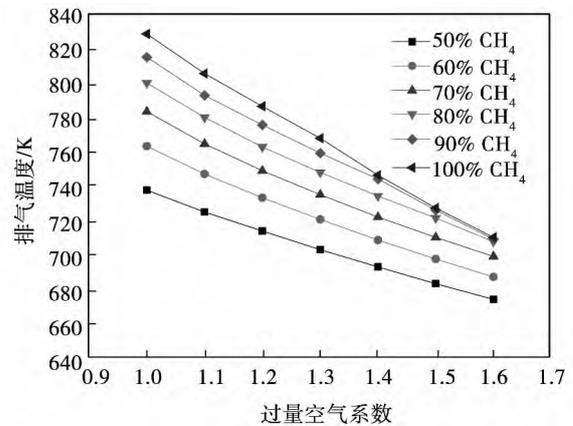


图 5 不同甲烷含量下排气温度随过量空气系数的变化

Fig. 5 Exhaust temperature with excess air ratio at different methane concentrations

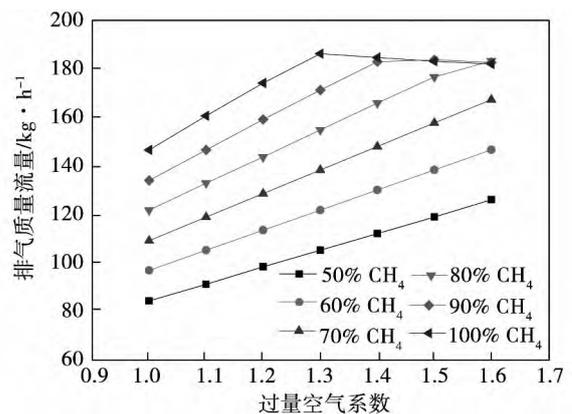


图 6 不同甲烷含量下排气质量流量随过量空气系数的变化

Fig. 6 Exhaust mass flow rate with excess air ratio at different methane concentrations

2.2 有机朗肯循环模拟结果及分析

从图 7 看到,当甲烷体积分数小于 80% 时,有机朗肯循环有效输出功随过量空气系数的增大而增加;甲烷体积分数不小于 80% 时,有机朗肯循环有

效输出功随过量空气系数的增大先增加后减小。

2.3 联合循环热效率

图 8 是沼气内燃机 - ORC 联合循环系统热效率与过量空气系数的关系。从图中可以看出,联合循环热效率随过量空气系数的增大有较大的提升,最大热效率能达到 40% 以上,甲烷体积分数小于 90% 时,热效率随过量空气系数的增大而增加;甲烷体积分数不小于 90% 时,热效率随过量空气系数的增大先增加后下降。

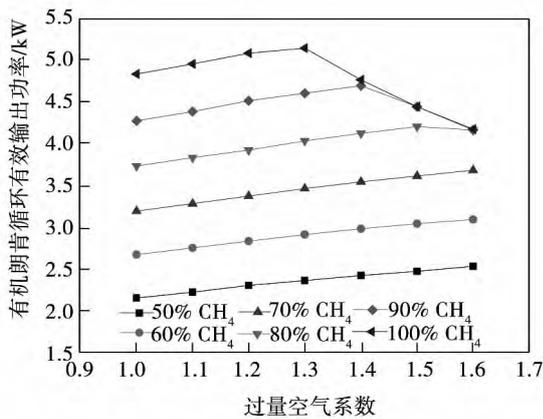


图 7 不同甲烷含量下有机朗肯循环有效输出功率随过量空气系数的变化

Fig. 7 ORC net work with excess air ratio at different methane concentrations

3 结 论

利用 GT - POWER 对国产某 30 kW 沼气发电机组的发动机建立了模型,在 ASPEN PLUS 中建立了有机朗肯余热回收模型,分析了过量空气系数对发动机性能、烟气余热利用、内燃机 - ORC 联合循环系统的影响。分析得到,在一定范围内,增大过量空气系数有利于提高发动机的输出功及效率,较理论空燃比运行时输出功最大能提高 3.7 kW,效率最大能提高 4.9%;有机朗肯循环最大净功为 5.15 kW;联合循环系统热效率最大为 40.78%,较无余热回收时提高了 4.6%,较理论空燃比运行时提高了 2.6%。因此,在沼气内燃机 - ORC 联合循环系统的运行过程中,应根据沼气甲烷含量适当地增加

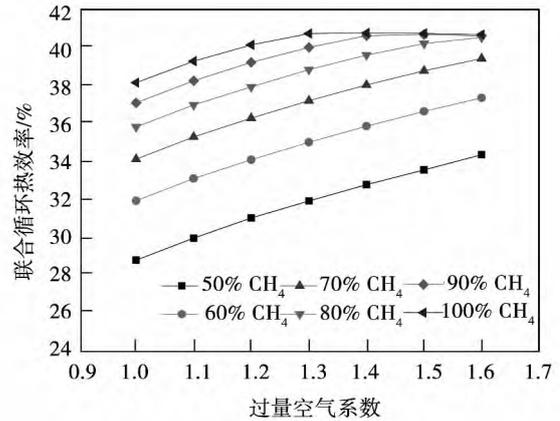


图 8 不同甲烷含量下联合循环热效率随过量空气系数的变化

Fig. 8 Combined cycle thermal efficiency with excess air ratio at different methane concentrations

过量空气系数。

参考文献:

[1] 张亚鹏,刘青荣,吴家正,等. 养殖场热电联产沼气综合利用模式研究[J]. 中国沼气, 2014, 32(3): 69-71.
ZHANG Ya-peng, LIU Qing-rong, WU Jia-zheng, et al. Study on biogas comprehensive utilization coupling with cogeneration on farms[J]. China Biogas, 2014, 32(3): 69-71.

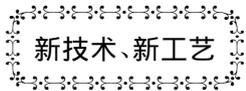
[2] 吕增安,曾邦龙,魏恩功. 热电联产沼肥利用实现沼气工程良好运行——以兰州花庄奶牛场沼气发电工程为例[A]. 2008 中国农村生物质能源国际研讨会暨东盟与中日韩生物质能源论坛论文集[C]. 中华人民共和国农业部、亚洲开发银行: 2008. 4.
LÜ Zeng-an, ZENG Bang-long, WEI En-gong. Sustainable biogas project operation with CHP and fertilizer utilization—a successful case from the biogas power project at Huazhuang, Lanzhou [A]. 2008 Proceedings of International Seminar on Rural Biomass Energy & ASEAN Plus Three (China, Japan and Korea) Forum on Biomass Energy [C]. The ministry of agriculture of the People's Republic of China, Asian Development Bank: 2008. 4.

[3] 李倩,蔡磊,蔡昌达. 3 MW 集中式热电联产沼气工程设计与建设[J]. 可再生能源, 2009, 27(1): 97-100.
LI Qian, CAI Lei, CAI Chang-da. Design and construction of 3 MW centralized biogas plant combined with heat, power and fertilizer production[J]. Renewable Energy Resources, 2009, 27(1): 97-100.

[4] 刘显明,李和平,贡小银,等. 沼气发电技术工艺及余热利用技术[J]. 华电技术, 2009, 31(2): 74-78.

- LIU Xian-ming ,LI He-ping ,YUN Xiao-yin ,et al. Biogas power generation technology and waste heat utilization technology [J]. Huadian Technology 2009 31(2): 74 - 78.
- [5] Lee T H ,Huang S R ,Chen C H. The experimental study on biogas power generation enhanced by using waste heat to preheat inlet gases [J]. Renewable Energy 2013 50: 342 - 347.
- [6] VAJA I ,GAMBAROTTA A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORC) [J]. Energy 2010 35(2): 1084 - 1093.
- [7] 朱永强. 新能源与分布式发电技术 [M]. 北京: 北京大学出版社 2010.
- ZHU Yong-qiang. New energy and distributed generation technology [M]. Beijing: Peking University press 2010.
- [8] DAVID G ,MICHEL F ,SANCHEZ L. Waste heat recovery projects using Organic Rankine Cycle technology-Examples of biogas engines and steel mills applications [C]. World Engineers' Convention ,Geneva. 2011: 4 - 9.
- [9] 高 翠. 发电用增压沼气发动机的性能研究 [D]. 北京: 北京交通大学 2011.
- GAO Cui. Study on performance of supercharged biogas engine used to generate electricity [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University 2011.
- [10] 刘 宇. 基于 GT-POWER 的汽油机仿真及优化设计 [D]. 长春: 吉林大学 2006.
- LIU Yu. Simulation and optimized design engine based on GT-POWER [d]. Changchun: Jilin University 2006.
- [11] CHANG C W ,LEE T H ,LIN W T ,et al. Electricity generation using biogas from swine manure for farm power requirement [J]. International Journal of Green Energy 2015 ,12(4): 339 - 346.
- [12] 魏新利 ,尹树桂 ,马新灵 ,等. 有机工质低温余热发电的模拟与优化 [J]. 郑州大学学报(工学版) 2012 33(3): 72 - 75.
- WEI Xin-li ,YIN Shu-gui ,MA Xin-ling ,et al. Simulation and optimization of low-temperature waste heat power generation based on organic Rankine cycles [J]. Journal of Zhengzhou University(Engineering Science) 2012 33(3): 72 - 75.

(陈 滨 编辑)



燃气轮机装置的目录和指南

《Gas Turbine World》2014 ~ 2015 年年度手册发布有关燃气轮机装置和供应者的目录和指南 ,

燃气轮机装置部分包括用于电力、机械驱动、油或气、石油化工和船舶应用的 BOP(耐高温) 设备和全套装置的 OEM(原设备制造商) 制造者和供应者。

提供了 0 ~ 5 MW 的 14 个制造者和供应者的名单 , 5 ~ 10 MW 的 12 个公司的名单 , 10 ~ 20 MW 的 13 个公司的名单 , 20 ~ 30 MW 的 13 个公司的名单 , 30 ~ 50 MW 的 11 个公司的名单 , 50 ~ 100 MW 的 9 个公司的名单 , 100 ~ 200 MW 的 8 个公司的名单 , 200 ~ 300 MW 的 4 个公司的名单 , 超过 300 MW 的 5 个公司的名单。

提供了联合循环装置的 12 个制造者和供应者的名单。

提供了 IGCC(整体煤气化联合循环) 发电装置的 11 个制造者和供应者的名单。

提供了船舶推进用燃气轮机装置的 6 个制造者和供应者的名单。

提供了机械驱动用燃气轮机装置的 14 个制造者和供应者的名单。

提供了移动式燃气轮机发电机组的 11 个制造者和供应者的名单。

提供了燃气轮机简单循环发电装置的 25 个制造者和供应者的名单。

(吉桂明 摘译 , 徐立民 提供)

non-uniformity is also different slightly. Flow loss is mainly caused by the wake and leakage flow of the AGV. The decrease of installation angle of the NO.4 AGV increases the loss ,resulting the exacerbated suction separations of the NO.6 and NO.7 stators. **Key words:** distortion ,compressor ,stator ,cascade experiment ,numerical simulation

翅片管汽轮机油冷却器传热性能试验研究 = **Experimental Study on Heat Transfer Performance of Fin Tube Oil Cooler of Steam Turbine** [刊 汉] OUYANG Xin-ping ,LIU Bing-xiao (School of Energy and Power Engineering ,University of Shanghai for Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(8) . -31 ~37

The heat transfer performance and pressure drop in finned tube oil cooler was experimentally studied. The rib effect coefficient of the tested tube was 10.6. The experimental data was compared with the theoretical data available. The correlations for both convective heat transfer and flow resistance from the inside and outside of tubes were determined by using the Wilson method and the least square principle. It is shown that the heat transfer coefficient inside the tested tube achieves 1 000 ~3 000 W/(m² · °C) ,5 ~6 times higher than that of the bare tube oil cooler. Compared to the bare tube oil cooler with the same shell diameter ,it saves two thirds of the heat exchanger volume. For the same heat exchanger volume ,the amount of the high ribbed tubes are about 60% of that of the bare tubes ,so the heat capacity of high ribbed tubes is 3 ~4 times as that of the bare tube oil cooler. **Key words:** fin tube ,oil cooler , heat transfer performance ,flow resistance

过量空气系数对沼气内燃机-ORC 系统性能的影响 = **The Influence of Excess Air Ratio on the Performance of the ICE-ORC System** [刊 汉] LI Jin-ping ,WANG Qiu-gang ,ZHOU zheng-qing (Western China Energy & Environment Research Center ,Lanzhou University of Technology ,Lanzhou ,China ,Post Code: 730050) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(8) . -38 ~43

In order to improve the performance of the ICE-ORC combined cycle system ,the influence of excess air ratio was studied. A numerical model of the ICE-ORC combined cycle system was established and related simulations was done for different methane concentrations of biogas with the theoretical air-fuel ratio/excess air ratio from 1.1 to 1.6. The simulation results showed that the increase in excess air ratio can enhance the thermal efficiency of the combined cycle system within certain ranges. The larger the methane concentration of the biogas is ,the smaller the range of the excess air ratio that can enhance the system thermal efficiency will be. With the same excess air ratio , the system thermal efficiency will be improved with the increase of methane concentration of biogas. **Key words:** ICE-ORC ,excess air ratio ,system thermal efficiency ,methane concentration

动力涡轮动叶预扭对涡轮部件气动影响研究 = **Aerodynamic Effects of Pre-twist of the Power Turbine Blade on the Turbine Part** [刊 汉] YANG Jie ,LIU Dong-hua ,PAN Shang-neng ,LU Cong-ming (AVIC Aviation Powerplant Research Institute Zhuzhou ,China ,Post Code: 412002) //Journal of Engineering for Thermal Energy &