

生物质气微型燃气轮机运行性能分析

张小桃,慕昊良,刘 祥,王爱军
(华北水利水电大学 电力学院,河南 郑州 450045)

摘 要:为研究生物质气微型燃气轮机的运行性能,构建了微型燃气轮机模型。基于 C60 微型燃气轮机的设计数据,首先以天然气为燃料,验证了模型的合理性。然后以沼气、松木气和干牛粪气等生物质气为燃料,在机组输出功率为 60 kW 及燃烧室出口温度为 1 145 K 两个工况分别得到燃气轮机的主要输出参数。结果表明:维持燃气轮机输出功率为 60 kW 时,所需生物质气流量增大,燃烧室出口温度降低,压比增大,压气机耗功减少,机组效率提高;维持燃烧室出口温度为 1 145 K,燃料流量增加,引起燃气流量增大,透平的输出功增多,机组输出功率和机组效率增大;燃料初温从 300 K 升高到 700 K,当保持额定输出功率时随着燃料初温上升机组热效率增大;当保持额定燃烧室出口温度时,随着燃料初温上升燃料流量减少,机组输出功率和机组热效率降低。

关 键 词:生物质气;微型燃气轮机;运行性能;燃料初温;机组热效率

中图分类号:TK47 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.mdjgc.2022.04.004

[引用本文格式]张小桃,慕昊良,刘 祥,等. 生物质气微型燃气轮机运行性能分析[J]. 热能动力工程,2022,37(4):25-31. ZHANG Xiao-tao, MU Hao-liang, LIU Xiang, et al. Analysis of operating performance of biomass gas micro-turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4): 25-31.

Analysis of Operating Performance of Biomass Gas Micro-turbine

ZHANG Xiao-tao, MU Hao-liang, LIU Xiang, WANG Ai-jun

(College of Electric Power, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou, China, Post Code: 450045)

Abstract: In order to study the operating performance of biomass gas micro-turbine, the micro-turbine model was built. Based on the design data of the C60 micro-turbine, the rationality of the model was verified by using natural gas as fuel firstly. Then with biomass gas as fuel, such as biogas, pine wood gas and dry cow dung gas, under two working conditions of the output power of the units at 60 kW and the outlet flue gas temperature of the combustor at 1 145 K, the main output parameters of the gas turbine were obtained respectively. The results show that when the output power of the gas turbine is maintained at 60 kW, the required biomass gas flow increases, the outlet flue gas temperature of the combustor decreases, the pressure ratio increases, the compressor power consumption decreases, and the unit efficiency increases. When the outlet flue gas temperature of the combustor is maintained at 1 145 K, the fuel flow increases, which results in the increase of flue gas flow, the increase of gas turbine output power, the increase of the unit output power and efficiency. When the initial temperature of fuel rises from 300 K to 700 K, as well as the rated output power is maintained, the thermal efficiency of the units increases with the rise of the initial fuel temperature. When the rated outlet temperature of combustor is maintained, with the rise of the initial fuel temperature, the fuel flow rate, as well as the unit output power and thermal efficiency decreases.

收稿日期:2021-07-01; 修订日期:2021-10-21

基金项目:河南省高等学校重点科研项目(21A480006);河南省科技攻关项目(212102311055)

Fund-supported Project: Key Scientific Research Project of Colleges and Universities in Henan Province(21A480006); Henan Provincial Science and Technology Research Project(212102311055)

作者简介:张小桃(1967-),女,河南温县人,华北水利水电大学教授。

Key words: biomass gas, micro-turbine, operating performance, initial fuel temperature, unit thermal efficiency

引 言

生物质气微型燃气轮机可以开拓生物质的利用空间,提高生物质的利用效率。在微型燃气轮机的研究方面,Do 等人^[1]研究了沼气中甲烷含量对系统性能的影响。Homam 等人^[2]研究了以不同成分的沼气为燃料的微型燃气轮机的性能,结果表明,与使用天然气相比,在使用沼气之后机组效率会下降,需对燃料阀和压气机进行必要的调整,允许燃用不同成分沼气时微型燃气轮机正常运行。

刘爱骅等人^[3]的研究表明,低热值生物质气对微型燃气轮机运行特性会产生明显影响,需要对压气机和透平进行改进以适应新的流量匹配。吴旺松等人^[4]通过模拟计算分析不同生物质气对微型燃气轮机性能的影响,采取减少燃料流量和压气机放气的方法,可以使压气机和涡轮更好地匹配。张倩倩等人^[5]和谢哲等人^[6]研究了生物质气为燃料燃气轮机的运行性能,为了满足压气机与透平的流量匹配,采用改进压气机的方法,即减少空气的通流量,使微型燃气轮机更好地燃用低热值的生物质气。李浩冬等人^[7]将空气和燃气都视为理想气体,采用变比热容计算法,使计算结果更加准确。钟亚飞等人^[8]在气体变比热容条件下,建立了部件和整体模型,计算了不同环境温度和海拔高度条件下发电效率和发电量。付忠广等人^[9]研究了预热燃气后燃气轮机的联合循环性能,随着燃气预热温度的升高燃机效率和联合循环效率上升。

本文构建了 60 kW 燃气轮机的数学模型,以沼气、松木气和干牛粪气为燃料,基于变比热容的计算方法,计算了燃气的比热容和比热比,研究了微型燃气轮机达到额定功率与额定燃烧室出口温度两个工况条件下的燃气轮机的运行性能及燃料初温变化对运行性能的影响。

1 微型燃气轮机建模理论基础

常规的微型燃气轮机主要由压气机、回热器、燃烧室和透平 4 个模块所组成,回热循环微型燃气轮机的工作过程如图 1 所示。

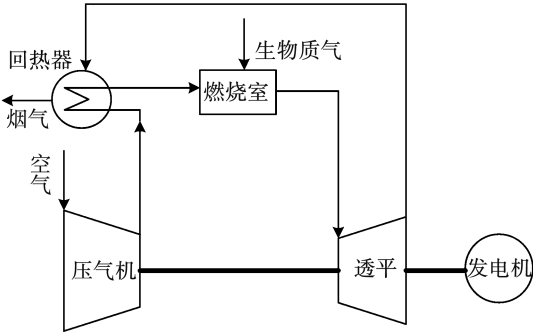


图 1 回热循环微型燃气轮机工作过程
Fig.1 Working process of micro-turbine with recuperate cycle

空气从压气机入口进入,经过压缩后压力和温度都会升高。压缩空气进入回热器后由于吸取了来自透平燃气排气余热,温度得以进一步升高。然后进入燃烧室与燃料发生燃烧反应,生成高温高压的燃气,进入透平做功,带动发电机发电。带回热的微型燃气轮机,由于压气机出口压缩空气在回热器中利用了透平出口排气的余热能量,提高了进入燃烧室的空气温度。因此,在相同的燃气进气温度条件下可以节省部分燃料,由此提高了机组的热效率。通常,当燃气温度为 900 ℃ 时机组简单循环的理想热效率约为 18%。当采用回热循环时,机组的热效率则可以提高到 28% 左右。

基于 MATLAB 软件构建的微型燃气轮机主体模型包括压气机模块、回热器模块、燃烧室模块、透平模块和发电机模块,如图 2 所示。

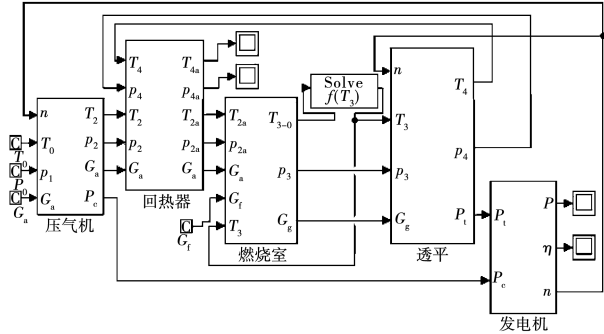


图 2 微型燃气轮机主体模型
Fig.2 Main model of the micro-turbine

对于单轴发电燃气轮机,压气机和透平是始终

匹配的,其平衡工况主要包括^[10]功率平衡、转速平衡、流量平衡和压力平衡。

其中,压力平衡即压气机压缩比扣除各处的压力损失后等于透平膨胀比。压力平衡可表达为:

$$\pi = \varphi \varepsilon \quad (1)$$

式中: π —透平膨胀比; ε —压气机压比; φ —总压损失系数。

使用生物质气作为燃料后,由于生物质气的热值较低,与天然气相比燃料流量会成倍增加,燃气流量也随之增大,导致透平的运行工况发生改变,引起膨胀比增大,透平输出功率改变。为了维持燃气轮机的压力平衡,需要调节压气机,根据压气机特性曲线,减小压气机的空气流量,增大压气机压比,引起压气机耗功减小。为了维持功率平衡,通过调整燃料量使机组达到额定功率。

根据燃烧室的能量守恒,燃烧室出口温度的计算式为:

$$T_3 = T_0 + \frac{G_a c_{pa} (T_{2a} - T_0) + G_f H_u \eta_b + G_f c_{pf} (T_f - T_0)}{G_g c_{pg}} \quad (2)$$

式中: T_3 —燃烧室出口温度, K; T_0 —环境温度, K; c_{pa} —空气的比定压热容, kJ/(kg · K); T_{2a} —回热器出口空气温度, K; H_u —生物质气低位热值, kJ/kg; η_b —燃烧效率; c_{pf} —生物质气的比定压热容, kJ/(kg · K); T_f —环境温度和生物质气的进口温度, K; c_{pg} —燃气比定压热容, kJ/(kg · K)。 G_a 、 G_f 和 G_g —空气、生物质气和燃气流量, kg/s。

燃料燃烧过程的理论空气量与燃料气的可燃成分含量有关。燃烧室过量空气系数的计算式为:

$$\delta = \frac{G_a}{L_0} \quad (3)$$

式中: δ —过量空气系数; L_0 —燃料完全燃烧所需的理论空气量, kg/s。

微型燃气轮机燃烧室的工作特点之一是高过量空气系数。由于生物质气的燃料量远大于天然气,在相同机组负荷情况下,会引起燃烧室过量空气系数的变化。而高过量空气系数这一特点,对不同种类气体燃料的完全燃烧影响不会太大。

燃烧室出口的燃气进入透平做功。当透平的输入参数改变时,可采用理论公式^[10-12]来建立透平的变工况模型。透平的折合转速比和折合流量比分别

表示为:

$$\dot{n}_t = \frac{\bar{n}_t}{\bar{n}_{t0}} = \frac{n_t}{\sqrt{T_3}} \left(\frac{n_{t0}}{\sqrt{T_{30}}} \right) \quad (4)$$

式中: $\dot{n}_t$ —透平折合转速比; $\bar{n}_t$ —透平折合转速; 下标“0”代表设计工况。

$$\dot{G}_g = \frac{\bar{G}_g}{\bar{G}_{g0}} = \frac{G_g \sqrt{T_3}}{p_3} \left(\frac{G_{g0} \sqrt{T_{30}}}{p_{30}} \right) \quad (5)$$

式中: $\dot{G}_g$ —透平折合流量比; $\bar{G}_g$ —透平折合流量; p_3 —透平入口压力, kPa。

透平变工况的数学模型:

$$\pi_t = \sqrt{\left(\frac{G_g}{\gamma G_{g0}} \right)^2 \frac{T_3}{T_{30}} (\pi_{t0}^2 - 1) + 1} \quad (6)$$

$$\gamma = \sqrt{1.4 - 0.4 \dot{n}_t} \quad (7)$$

式中: π_t —膨胀比。

$$\bar{\eta}_t = \frac{\eta_t}{\eta_{t0}} =$$

$$[1 - 0.3 (1 - \dot{n}_t)^2] \cdot \left(\frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_g} \right) \cdot \left(2 - \frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_g} \right) \quad (8)$$

式中: $\bar{\eta}_t$ —透平折合效率; η_t —透平效率。

由于流经透平的燃气流量增加,引起折合流量增加,相应膨胀比也增大。为使燃气轮机达到一个新的平衡工况,需要对压气机压比进行调节,以满足燃气轮机的压力平衡。

当进入透平的燃气流量增大后,可以不改变燃气轮机通流系统结构,仅调整运行工况点,来适应低热值燃料的运行^[13]。根据透平的运行规律,存在一个极限燃气流量和极限膨胀比。通过对 60 kW 燃气轮机模型进行运行参数调整,得到安全运行的压气机最大压比为 4。在满足压气机和透平流量匹配的情况下,确定此压比下的空气流量,再根据压力平衡调节燃料流量使排气压力满足大气压力的要求。此时,流过透平的燃气流量即为透平所能允许流过的极限流量。

在微型燃气轮机变工况运行过程中,可以采用特性曲线插值法^[14]研究压气机特性。其工作特性与压比 π^* 、折合转速 $n/\sqrt{T_1^*}$ 、折合流量 $G_a \sqrt{T_1^*}/p_1^*$ 和折合效率 η_c^* (“*”代表实际工况)有关。通过插值,可以由折合转速和压气机的压比,求取折合流量和折合效率:

$$\frac{G_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} = f_1 \left[\pi^*, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right]$$

(9)

$$\eta_c^* = f_2 \left[\pi^*, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right]$$

(10)

同时,压气机压比直接影响到压气机的运行,压比变化引起压气机出口温度、出口压力和压气机耗功的变化。

为了提高燃气轮机的热效率和比功,采用回热循环方案。回热器出口空气和燃气的温度分别表示为:

$$T_{2a} = T_2 + \beta \cdot \frac{G_g c_{pg0}}{G_a c_{pal}} (T_4 - T_2)$$

(11)

$$T_{4a} = T_4 - \beta \cdot \frac{c_{pg0}}{c_{pg1}} (T_4 - T_2)$$

(12)

式中: c_{pal} —回热器进出口空气平均温度下的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; β —回热度; c_{pg0} —燃气温度降低到入口空气温度的平均比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; c_{pg1} —回热器燃气平均温度的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_{4a} —回热器出口燃气温度, K 。

机组输出功率和热效率是燃气轮机的主要运行指标,发电机输出的功率为:

$$P = (P_t - P_c) \eta_g$$

(13)

式中: P —燃气轮机输出功率, kW ; P_t —透平输出功率, kW ; P_c —压气机消耗功率, kW ; η_g —发电机效率。

微型燃气轮机的热循环效率是装置输出功与所输入的燃料热能之比,其计算式为:

$$\eta = \frac{P}{G_f \cdot [H_u + c_{pf} \cdot (T_f - T_0)]}$$

(14)

式中: η —机组热效率。

2 仿真研究

2.1 模型验证

以 C60 微型燃气轮机的基本设计参数为基础^[14],以天然气为燃料时,基于所建立的回热循环微型燃气轮机模型进行仿真,仿真结果与 C60 微型燃气轮机基本参数比较如表 1 所示。由表 1 可知,压气机的压比和效率、燃气流量和效率、机组输出功率与基本参数相同;而燃烧室出口温度与机组效率同基本参数相比,相对误差分别为 5.53% 和

0.076%。说明仿真模型基本合适。

表 1 60 kW 燃气轮机基本参数与仿真结果比较

Tab. 1 Comparison of basic parameters and simulation results of 60 kW gas turbine

参 数	基本参数	仿真计算	相对误差/%
压比	3.8	3.8	0
压气机效率/%	81.3	81.3	0
燃烧室出口温度/K	1 085	1 145	5.53
燃气流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.487 8	0.487 8	0
透平效率/%	82	82	0
机组热效率/%	26.20	26.22	0.076
输出功率/ kW	60	60	0

2.2 生物质气燃气的性能研究

生物质气均为干燥气体,选取沼气、松木气与干牛粪气进行模拟计算,其气体成分组成及低位热值如表 2 所示。

表 2 生物质气质量分数及其低位热值

Tab. 2 Mass fraction and lower calorific values of biomass gas

气体	$\text{N}_2/\%$	$\text{O}_2/\%$	$\text{CO}_2/\%$	$\text{CO}/\%$	$\text{H}_2/\%$	$\text{CH}_4/\%$	热值/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
沼气	0	6.35	52.38	0	0	41.27	22 630
松木气	51.94	0	13.43	32.49	1.87	0.27	5 983.27
干牛粪气	54.90	0	15.55	27.38	1.77	0.40	5 384.78

当燃气轮机输出功率为 60 kW 时,计算使用天然气、沼气和松木气以及干牛粪气的理论空气流量和过量空气系数以及生成的燃气成分,如表 3 所示。

表 3 理论空气流量、过量空气系数及燃气组分质量分数

Tab. 3 Theoretical air mass flow rate, excess air coefficient and gas mass fraction

气体	理论空气流 量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	过量空 气系数	质量分数/%			
			N_2	O_2	CO_2	H_2O
天然气	0.078 9	6.121	76.180	19.150	2.570	2.100
沼气	0.071 9	6.693	75.325	19.376	3.397	1.902
松木气	0.056 6	8.388	75.059	18.845	4.812	1.284
干牛粪气	0.057 2	8.294	75.111	18.659	4.857	1.373

从表 3 看出,相比于天然气,使用沼气、松木气和干牛粪气,理论空气流量是减小的,导致过量空气系数增大。燃料中的可燃成分与氧气发生反应,生

成了少量二氧化碳和水蒸气,氮气未参加反应,故燃气中仍是以氮气和未反应的氧气为主。

当燃气轮机工况变化时,由式(2)可知,燃烧室出口温度与其对应的比定压热容和比热比会同时变化,形成代数环,即输入信号直接取决于输出信号,同时输出信号也直接取决于输入信号,可以通过 Matlab 中的 Algebraic Constraint 模块对代数环进行求解。文献[14]燃烧室模块热力循环计算中使用了 Algebraic Constraint 模块来解决代数环的问题。文献[15]中也利用 Algebraic Constraint 模块对燃烧室出口温度与其对应的比定压热容构成的代数环进行了求解。

根据压气机和透平的流量平衡以及燃气轮机的压力平衡,求出透平所能允许流过燃气流量的极限值为 0.519 kg/s。在不超过透平极限流量的情况下,通过调整运行工况点,可以确保燃用低热值生物

质气燃气轮机的安全运行。

2.3 生物质气微型燃气轮机运行性能

2.3.1 维持机组输出功率为额定值 60 kW

在机组输出功率为 60 kW 时,比较燃气轮机的运行性能,结果如表 4 所示。随着生物质气热值减小,生物质气燃料量增大,与天然气相比,沼气、松木气和干牛粪气流量分别增大了 2.208,8.298 和 9.226 倍;燃烧室出口燃气温度分别降低了 11,64 和 72 K。与天然气的燃气流量相比,沼气、松木气和干牛粪气的燃气流量分别增加了 0.752%,5.144% 和 5.841%,仍然低于燃气轮机的极限燃气流量。燃气流量增大导致膨胀比增大,透平效率降低,与使用天然气相比,透平输出功率减小。随着生物质气热值的减小,压气机进口空气流量减小,压气机压比和效率增大,与使用天然气相比,压气机的耗功减小,机组热效率升高。

表 4 维持机组输出功率为 60 kW 时燃气轮机运行特性
Tab.4 Operation performance of gas turbine when the unit output power is maintained at 60 kW

气体	空气流量/ kg·s ⁻¹	压比	压气机 效率/%	压气机消 耗功率/kW	燃料流量/ kg·s ⁻¹	燃烧室出 口温度/K	燃气流量/ kg·s ⁻¹	透平膨 胀比	透平效 率/%	透平出口 烟温/K	透平输出 功率/kW	回热器排 烟温度/K	机组热 效率/%
天然气	0.483 2	3.800	81.30	80.340	0.004 6	1 145	0.487 8	3.413	82.00	899.5	141.69	529.7	26.220
沼气	0.481 4	3.813	81.86	79.734	0.010 1	1 134	0.491 5	3.424	81.99	890.4	141.08	527.6	26.340
松木气	0.475 1	3.897	82.49	79.613	0.037 8	1 081	0.512 9	3.499	81.89	844.6	140.96	521.0	26.505
干牛粪气	0.474 2	3.909	82.50	79.686	0.042 1	1 073	0.516 3	3.510	81.85	837.2	141.08	520.1	26.507

2.3.2 保持燃烧室出口烟温为定值 1 145 K

在燃烧室出口温度为定值时,燃用沼气、松木气和干牛粪气燃气轮机运行特性输出结果如表 5 所示。对于生物质气来说,为了使燃烧室出口温度达到 1 145 K,需要继续增加燃料流量,相比于额定功率时的燃料流量,3 种生物质气流量又分别增加了 0.028%,0.666% 和 0.822%。

与使用天然气相比,由于燃气流量增大,膨胀比增大,根据式(5)计算所得沼气、松木气和干牛粪气的折合燃气流量分别为 1.000 39,1.003 66 和 1.003 80。当折合转速为 1 时,计算得到透平折合效率随燃气折合流量的变化如图 3 所示。与文献[11]中折合效率的变化趋势一致。

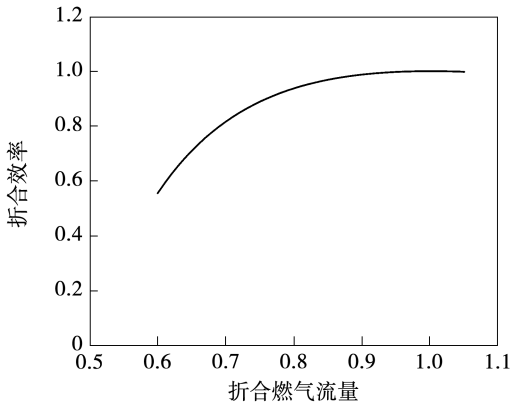


图 3 透平折合效率图
Fig.3 Graph of reduced turbine efficiency

3 种生物质气的透平效率都有所降低,但变化

幅度不大。一方面,由于燃烧室出口温度达到额定值,使用生物质气时燃气流量增加,导致透平的输出功率增大;另一方面,压气机压比和效率增大,压气机消耗功率减小,使得机组输出功率增大。由于分别使用沼气和松木气和干牛粪气时燃烧室出口燃气

温度都比额定功率下要高,而且透平输出功率相比于压气机消耗功率增大更多,机组热效率和机组输出功率都增大。机组功率分别增加了 2. 635%, 15. 878% 和 18. 33%, 机组热效率分别增加了 1. 233%, 6. 282% 和 7. 406%。

表 5 维持燃烧室出口温度为 1145 K 时燃气轮机运行特性

Tab.5 Operation performance of gas turbine when the combustor outlet temperature is maintained at 1 145 K

气体	空气流量/ kg · s ⁻¹	压比	压气机 效率/%	压气机消耗 功率/kW	回热器排 烟温度/K	燃料流量/ kg · s ⁻¹	透平膨 胀比	透平效 率/%	燃气流量/ kg · s ⁻¹	透平出口 烟温/K	透平输出 功率/kW	机组热 效率/%	机组输出 功率/kW
沼气	0.480 6	3.822	82.05	79.575	529.2	0.010 2	3.432	81.999 99	0.490 8	899.1	142.540	26.665	61.58
松木气	0.469 4	3.964	82.60	79.750	531.7	0.041 3	3.559	81.998 91	0.510 7	893.9	150.839	28.170	69.53
干牛粪气	0.466 3	3.978	82.75	79.340	531.8	0.046 3	3.572	81.998 82	0.512 6	893.2	151.938	28.470	70.99

2.4 燃料初温对燃气轮机运行特性的影响

为了研究燃料初温对于燃气轮机运行特性的影响,现使用松木气燃料,通过改变燃料的初温,再调节松木气流量,此时不对压气机进行调节,维持燃气轮机输出功率为 60 kW 分别得到松木气流量、燃烧室出口温度和机组热效率的变化如图 4 所示。

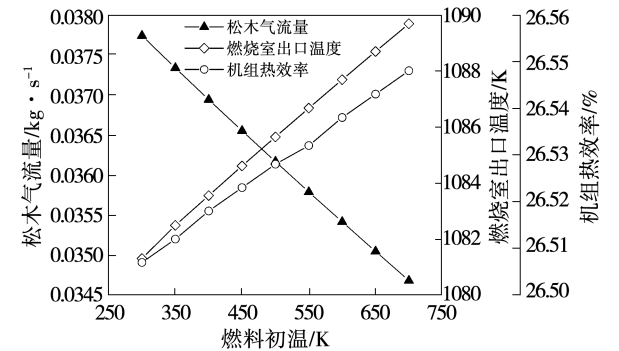


图 4 松木气流量、燃烧室出口温度和机组热效率随燃料初温变化

Fig. 4 Changes of pine wood gas flow rate, combustor outlet temperature and unit thermal efficiency with initial fuel temperatures

在燃料初温从 300 K 提高到 700 K 的过程中,所需的燃料流量逐渐减少,而燃烧室出口温度和机组热效率逐渐升高。燃料流量减少,空气流量没有发生改变,燃烧室出口温度升高,机组热效率也提高了。

维持燃烧室出口烟温为 1 145 K,分别得到松木气流量、机组输出功率和机组热效率的变化如图 5 所示。从图 5 可以看出,在燃料初温从 300 K 增加

到 700 K 的过程中,松木气流量、机组输出功率和机组热效率都逐渐减少。当保持额定燃烧室出口温度时,随着燃料初温逐渐升高,所需的燃料流量就会逐渐减少,导致机组功率和机组热效率降低。

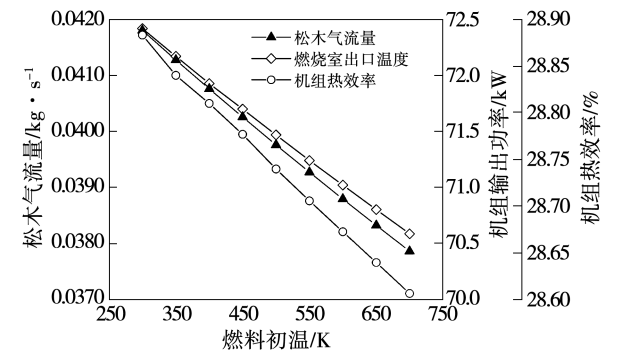


图 5 松木气流量、机组输出功率和机组热效率随燃料初温变化

Fig. 5 Changes of pine wood gas flow rate, unit output power and unit thermal efficiency with initial fuel temperatures

3 结 论

构建了 60 kW 微型燃气轮机模型,并基于 C60 微型燃气轮机的设计数据,以天然气为燃料,验证了模型的合理性,研究了以沼气和松木气和干牛粪气等生物质气为燃料时微型燃气轮机的运行性能,得出结论:

- (1) 使用生物质气,与天然气相比理论空气流量减小,但过量空气系数增大。
- (2) 维持燃气轮机输出功率为 60 kW 时,当生

物质气热值降低,所需生物质气流量增大,此时压气机压比和效率都增大,使压气机耗功减少,燃烧室出口烟温降低,机组效率提高。

(3) 维持燃烧室出口烟温为 1 145 K,需要在达到额定功率的基础上继续增加燃料流量。由于燃气流量增大,透平的输出功增多,从而增大了机组输出功率和机组效率。

(4) 当保持额定输出功率时,提高燃料初温可以提高机组热效率;当保持额定燃烧室出口温度时,提高燃料初温,随着燃料流量减少,机组输出功率和机组热效率逐渐降低。

参考文献:

- [1] DO W K, TONG S K, KWANG B H, et al. The effect of firing bio-gas on the performance and operating characteristics of simple and recuperative cycle gas turbine combined heat and power systems [J]. *Applied Energy*, 2012, (93): 215 – 228.
- [2] HOMAM N S, MOHAMMAD M M, PETER B, et al. Performance analysis of a biogas-fueled micro gas turbine using a validated thermodynamic model [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 66 (12): 181 – 190.
- [3] 刘爱骅, 翁一武, 翁史烈, 等. 低热值燃料对微型燃气轮机运行特性的影响 [J]. *热能动力工程*, 2009, 24 (2): 230 – 235, 268 – 269.
LIU Ai-guo, WENG Yi-wu, WENG Shi-lie, et al. Influence of low calorific value fuel on the operating characteristics of micro gas turbine [J]. *Engineering for Thermal Energy and Power*, 2009, 24 (2): 230 – 235, 268 – 269.
- [4] 吴旺松, 翁一武. 使用不同生物质气的微型燃气轮机性能分析 [J]. *华东电力*, 2012, 40 (9): 1603 – 1606.
WU Wang-song, WENG Yi-wu. Performance analysis of micro gas turbines by using different biomass gas [J]. *East China Electric Power*, 2012, 40 (9): 1603 – 1606.
- [5] 张倩倩, 薄泽民, 桑振坤, 等. 以生物质气为燃料的微型燃气轮机运行特性分析 [J]. *热能动力工程*, 2016, 31 (3): 44 – 49, 137 – 138.
ZHANG Qian-qian, BO Ze-min, SANG Zhen-kun, et al. Analysis of operating characteristics of micro gas turbine using biomass gas as fuel [J]. *Engineering for Thermal Energy and Power*, 2016, 31 (3): 44 – 49, 137 – 138.
- [6] 谢 哲, 赵志军. 生物质气为燃料微型燃气轮机运行的仿真模拟分析 [J]. *节能*, 2018, 37 (4): 21 – 24.
XIE Zhe, ZHAO Zhi-jun. Simulation analysis of the operation of biomass gas-fueled micro gas turbine [J]. *Energy Conservation*, 2018, 37 (4): 21 – 24.
- [7] 李浩冬, 刘永葆, 贺 星. 微型燃气轮机动态特性仿真 [J]. *舰船科学技术*, 2020, 42 (21): 91 – 95.
LI Hao-dong, LIU Yong-bao, HE Xing. Simulation of dynamic characteristics of micro gas turbine [J]. *Ship Science and Technology*, 2020, 42 (21): 91 – 95.
- [8] 钟亚飞, 延伟东. 基于 MATLAB 的微型燃气轮机建模与仿真研究 [J]. *发电设备*, 2019, 33 (5): 325 – 330.
ZHONG Ya-fei, YAN Wei-dong. Research on modeling and simulation of micro gas turbine based on MATLAB [J]. *Power Equipment*, 2019, 33 (5): 325 – 330.
- [9] 付忠广, 王霄楠, 卢 可, 等. 燃气预热温度对燃气 – 蒸汽联合循环性能影响 [J]. *热力发电*, 2016, 45 (10): 16 – 22.
FU Zhong-guang, WANG Xiao-nan, LU Ke, et al. Influence of gas preheating temperature on performance of gas-steam combined cycle [J]. *Thermal Power Generation*, 2016, 45 (10): 16 – 22.
- [10] 林汝谋, 金红光. 燃气轮机发电动力装置及应用 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
LIN Ru-mou, JIN Hong-guang. Gas turbine power plant and application [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.
- [11] 段建东, 赵 克, 吴凤江, 等. 回热循环微型燃气轮机非线性数学模型 [J]. *航空动力学报*, 2014, 29 (1): 199 – 206.
DUAN Jian-dong, ZHAO Ke, WU Feng-jiang, et al. Nonlinear mathematical model of micro gas turbine in regenerative cycle [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29 (1): 199 – 206.
- [12] 王如蓓. 燃气蒸汽联合循环机组燃气轮机建模与仿真 [D]. 保定: 华北电力大学, 2019.
WANG Ru-bei. Modeling and simulation of gas turbine generator in a gas steam combined cycle unit [D]. Baoding: North China Electric Power University, 2019.
- [13] 王铭忠, 白慧峰. 烧低热值煤气时燃气轮机工况点的调整与特性变化 [J]. *燃气轮机技术*, 2003, 16 (3): 48 – 51, 53.
WANG Ming-zhong, BAI Hui-feng. Adjustment and characteristic change of gas turbine operating point when burning low-calorific value gas [J]. *Gas Turbine Technology*, 2003, 16 (3): 48 – 51, 53.
- [14] 吴旺松. 生物质气微型燃气轮机分布式供能系统性能分析 [D]. 上海: 上海交通大学, 2013.
WU Wang-song. Performance analysis on distributed energy supply system using biomass micro gas turbine [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.
- [15] 张 巍. 生物质气微型燃气轮机的特性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
ZHANG Wei. Characteristics study on micro gas turbine system for gasified biomass fuel [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.