

Optimization Research of the Thermal Performance of Steam Injection Gas Turbine System

Hongbin Zhao^{1,2}, Yu Cao^{1,2}

¹College of Machinery and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing

²Beijing Key Laboratory of Process Fluid Filtration and Separation, Beijing

Email: hbzhao@cup.edu.cn

Received: Jul. 31st, 2017; accepted: Aug. 14th, 2017; published: Aug. 21st, 2017

Abstract

The steam injection gas turbine system (STIG) is studied in this paper. The system is simulated by using Aspen plus software, and its thermal performance is analyzed. The influence of pressure ratio, steam injection ratio and turbine inlet temperature on the thermal performance of the system is discussed. Through a series of calculation and analysis, the optimum steam injection rate and the optimum pressure ratio of the steam injection gas turbine system are obtained, and the superiority of steam injection gas turbine is proved by comparing with common gas turbine. In addition, we also get an optimum state point with the turbine inlet temperature of 1300°C, the pressure ratio of 34, the steam injection ratio of 0.2. At this state point, the specific power is larger and the maximum generation efficiency can reach 53.91%. When steam injection gas turbine is designed to be applied to actual industry, the optimum parameter values obtained in this paper can be taken as a reference.

Keywords

STIG, Aspen Plus, Steam Injection Ratio, the Optimum State Point

注蒸汽燃气轮机循环热力性能优化研究

赵洪滨^{1,2}, 曹瑜^{1,2}

¹中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京

²过程流体过滤与分离技术北京市重点实验室, 北京

Email: hbzhao@cup.edu.cn

收稿日期: 2017年7月31日; 录用日期: 2017年8月14日; 发布日期: 2017年8月21日

摘要

本文以注蒸汽燃气轮机系统(STIG)为研究对象, 运用Aspen plus软件对该系统进行模拟, 并对其进行了热力性能分析。着重讨论了压比、注蒸汽比以及透平进口温度对系统的热力性能的影响规律。通过计算分析, 得出了注蒸汽轮机系统的最佳注蒸汽量和最佳压比, 并与普通燃气轮机进行对比, 证明了注蒸汽燃气轮机的优越性。另外, 还得到了一个最佳的状态点, 即透平进口温度为1300°C, 压比为34, 注蒸汽比为0.2, 该状态点对应的系统的比功率较大, 发电效率最大, 可达53.91%。在实际工业中, 在进行注蒸汽燃气轮机的参数设计时, 可以参考本文得出的最佳参数值。

关键词

STIG, Aspen plus, 注蒸汽比, 最佳状态点

Copyright © 2017 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着社会的发展, 人类对能源的需求量不断增加, 但是资源是有限的, 为了满足人类日益增长的能量需求, 需要研究高效率, 清洁的产能系统, 燃气轮机是研究热点。对燃气轮机而言, 透平进口温度越高, 其发电效率越高, 但是透平进口温度越高, 其透平排气温度也相应的较高, 直接排走会造成能量的浪费, 因此通常将燃气轮机和蒸汽轮机结合, 但是这增加了设备的复杂性, 设备费用也随之增大[1] [2] [3]。注蒸汽燃气轮机, 通过利用透平排气加热水产生蒸汽进入燃烧室, 不但实现了做功量的增加, 还使得透平排出的高温气体得以利用, 相比燃气蒸汽联合系统, 设备较简单[4]。从上个世界 90 年代到今天, 各国的科研人员一直没有停止过对 STIG 及其相关系统的研究。周伏秋等人分析了注蒸汽燃气轮机 (Steam-injected Gas Turbine, 简称 STIG) 循环余热锅炉回热限制[5]。胡宗军, 吴铭岚等人, 对注蒸汽燃气轮机进行建模, 对其进行了理论计算, 得出了制约注蒸汽量大小的因素[6]。和彬彬, 段立强等人将回热型微型燃气轮机和注蒸汽相结合, 揭示了回热与回注蒸汽两者整合优化的基本规律[7]。Roberto Carapellucci 等人将注蒸汽系统与燃气蒸汽联合循环相结合, 系统中有两个燃气轮机, 其中一个燃气轮机的尾气用来产生蒸汽注入另一个燃气轮机中, 并对该新系统进行了热力性能和经济性分析[8]。T. Srinivas 等人在注蒸汽系统中使用双压余热锅炉, 并对其进行了热力性能分析[9]。M. De Paeppe, E. Dick 等人考虑到注蒸汽燃气轮机的一个缺点是水消耗量比较大, 因此, 在系统中加入了冷凝器, 并对系统进行了经济性分析[10]。有人将 stig 中的进口空气进行冷却, 并对该系统进行优化和性能分析[11] [12] [13]。Shi Jie 等人将通入 stig 的燃气进行部分氧化处理, 通过阶段性的释放燃料的化学能来提高系统的效率[14]。Hasan Kayhan 等人将回热式燃气轮机, 注蒸汽燃气轮机和回热式注蒸汽轮机进行了热力性能和经济性的对比优化分析[15]。

上述的研究主要是优化注蒸汽系统, 但对于系统的主要状态参数, 比如压比, 注蒸汽量和透平的进口温度对系统的影响没有进行具体的、深入的探讨, 因此, 本文就以这三个参数为主, 重点讨论这三个参数对注蒸汽燃气轮机系统的影响规律, 以便在进行注蒸汽燃气轮机设计时和选定参数是, 给予一定的理论参考。

2. 系统简介

注蒸汽燃气轮机系统(Steam-injected Gas Turbine, 简称 STIG 系统), 是在常规燃气轮机的基础上进行改造, 得到的一种比较先进的热力循环装置, 其循环系统如图 1 所示。

该系统的工作流程是空气(物流 1)经空气压缩机压缩成高温高压的空气(物流 2)与经燃料压缩机加压后的燃料(物流 6)一起进入燃烧室; 水(物流 7)由泵抽出后(物流 8)进入余热锅炉(Heat Recovery Steam Generator, 简称 HRSG), 在余热锅炉中被来自燃气透平的排气(物流 4)加热形成过热蒸汽(物流 9)后通入燃烧室, 与空气和燃料在燃烧室里混合燃烧, 得到的烟气(物流 3)进入燃气透平膨胀做功, 带动发电机发电; 燃气透平的排气在余热锅炉内和水换热冷却后得到低温烟气(物流 5)排出。和常规的燃气蒸汽循环相比, 注蒸汽燃气轮机系统不用配备蒸汽轮机发电机组, 在相同的发电能力下可以降低投资额。另外, 和燃气轮机相比, 注蒸汽燃气轮机由于注入了蒸汽, 使燃烧室温度降低, 对设备的要求降低, 且由于蒸汽的输入, 还增加了透平进口烟气流量, 使输出功也相应增大, 发电量增加[16]。

3. 模拟参数选择

本文利用模拟软件 Aspen plus 对流程进行模拟计算。空气流量为 1 kg/s, 燃气轮机进口温度为 900°C~1300°C 之间。为了设备的安全性和经济性, 余热锅炉的最小接近温度设为 10°C, 最小热端温差设为 50°C, 为了防止低温露点腐蚀, 最低排气温度设为 100°C [7] [17] [18]。为了计算方便, 忽略设备的压力损失。另外, 压比为压气机进出口空气的比值, 注蒸汽比为注蒸汽流量与空气流量的比值。为了画图方便, 压比和注蒸汽比分别用 π , S/A 表示。比功率用 w 表示, kW/kg, 发电效率用 η 表示。流程中具体的模拟计算条件如表 1 所示。

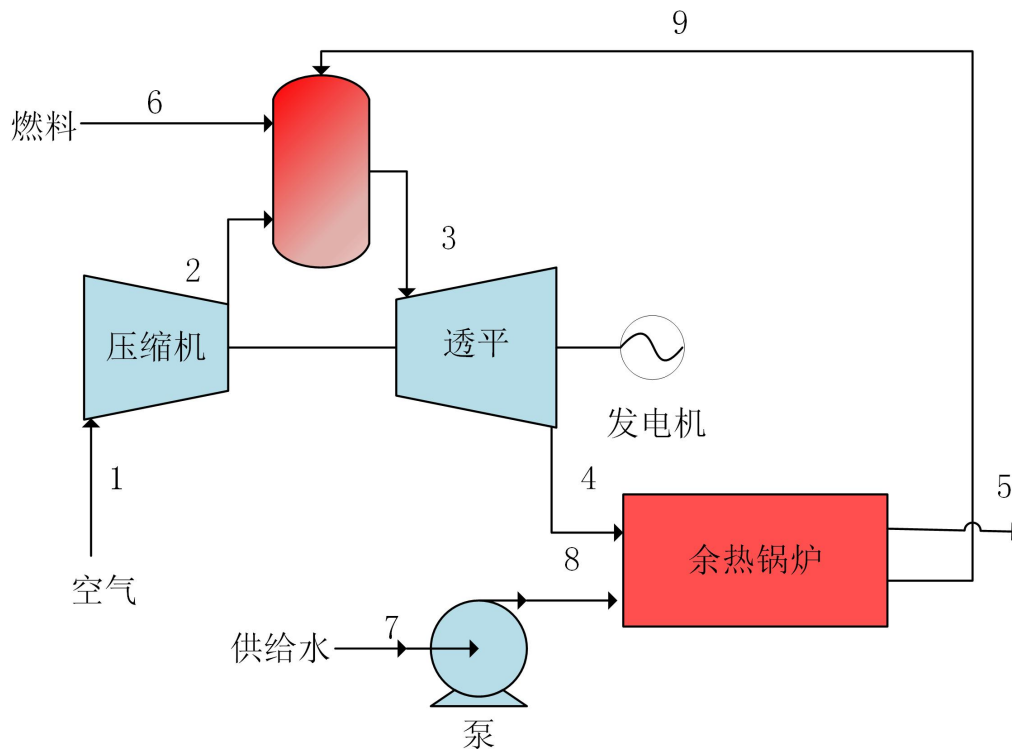


Figure 1. The flow of steam-injected gas turbine system
图 1. 注蒸汽燃气轮机系统图

Table 1. The simulation conditions of the system [9]**表 1.** 模拟计算条件[19]

燃料成分		CH ₄ 81.3%, C ₂ H ₆ 2.9%, C ₃ H ₈ 0.4%, C ₄ H ₁₀ 0.2%, N ₂ 14.3%, CO 0.9%	
空气压缩机绝热效率	90%	空气压缩机机械效率	99%
燃料压缩机绝热效率	90%	燃料压缩机机械效率	99%
燃气透平绝热效率	90%	燃气透平机械效率	99%
余热锅炉最小接近点温度	10°C	余热锅炉最小端差	50°C
泵绝热效率	90%	泵机械效率	99%
最低排烟温度	100°C	燃烧室效率	99%

4. 系统的变工况性能分析

4.1. 最佳注水量

图 2、图 3 为两种不同压比下, 即 $\pi = 22$ bar 和 $\pi = 10$ bar, 研究了在不同透平进口温度下, 系统输出比功率 w 和发电效率 η 随着注蒸汽量比 S/A 的变化情况。从图 2 可以看到, 在透平进口温度一定时, 在压比 $\pi = 22$ 时, w 单调增加。透平进口温度越高, w 越大, 在不同的透平进口温度下, w 随 S/A 的增大的幅度基本相同, 在压比 $\pi = 10$ 时, w 的变化规律和 $\pi = 22$ 基本相同。从图 3 可以看到, 随着注蒸汽比 S/A 的增大, 发电效率 η 先增大后减小, 存在极大值也对应着一个最佳注蒸汽比。透平进口温度越高, 对应的最大发电效率值越大, 最佳注蒸汽比也越大。对比 $\pi = 10$ 时的变化情况, 可以看到, $\pi = 10$, 各个透平进口温度下的最佳注蒸汽比大于 $\pi = 22$ 时对应的最佳注蒸汽比。因此, 在透平进口温度相同时, 若想得到相同的输出功率, 选择压比小的, 注蒸汽比大的状态参数比较好, 而想要得到较高的发电效率, 那应选择压比较大, 对应的注蒸汽比较小的状态参数。另外, $\pi = 22$ 时, 不同透平进口温度间的效率差值大于 $\pi = 10$ 时对应的效率差。在透平进口温度为 1300°C, 压比为 22, 系统的最佳注蒸汽比 0.24, 此时, 系统的发电效率最高, 为 52.28%。

4.2. 最佳压比

图 4, 图 5 中, 规定了两个不同的注蒸汽比, 即 $S/A = 0.12$ 和 $S/A = 0.08$, 研究了不同透平进口温度下, 系统输出比功率 w 和发电效率 η 随着压比 π 的变化规律。从图 4 可以看到, 随着压比 π 的增加, w 先增加后减小, 存在最大输出比功率值, 也对应着一个最佳压比 π , 透平进口温度越高, w 越大, 透平进口温度越高, 最佳压比值越大。可以看到, 在透平进口温度为 1300°C, 注蒸汽比为 0.12, 最佳压比为 22 时, 系统的输出比功率最大, 为 628.7 kW。

从图 4、图 5 可以看到, 随着压比 π 的增加, 比功率 w 和发电效率 η 先增大后减小, 分别对应一个最佳压比, 透平进口温度越高, 最佳压比值越大。效率和比功衡量的最佳压比值不同, 比功率衡量的最佳压比小于效率衡量的最佳压比。另外, 对比图 4、图 5 可以看到, 随着压比的变化, 比功率的变化幅度较小, 而效率的变化幅度很大, 可见压比对效率的影响较大。对比 $S/A = 0.08$ 时效率的变化可以看到, $S/A = 0.12$ 时的最佳压比小于 $S/A = 0.08$ 时的最佳压比。可以看出, 在透平进口温度为 1300°C, 注蒸汽比为 0.12, 在本文研究的压比范围内, 压比为 22 时, 系统的发电效率最高, 为 51.31%。

图 6、图 7 是单纯的燃气轮机的比功率和发电效率随着压比和透平进口温度的关系图, 可与注蒸汽燃气轮机系统的性能进行对比。可以看出, 对比功而言, 压比对燃气轮机的影响比注蒸汽燃气轮机更敏感, 且在同样的透平进口温度下, 燃气轮机的最佳压比小于注蒸汽燃气轮机的最佳压比。对发电效率而言, 压比对注蒸汽燃气轮机的影响比燃气轮机更敏感, 且在同样的透平进口温度下, 燃气轮机的最佳压

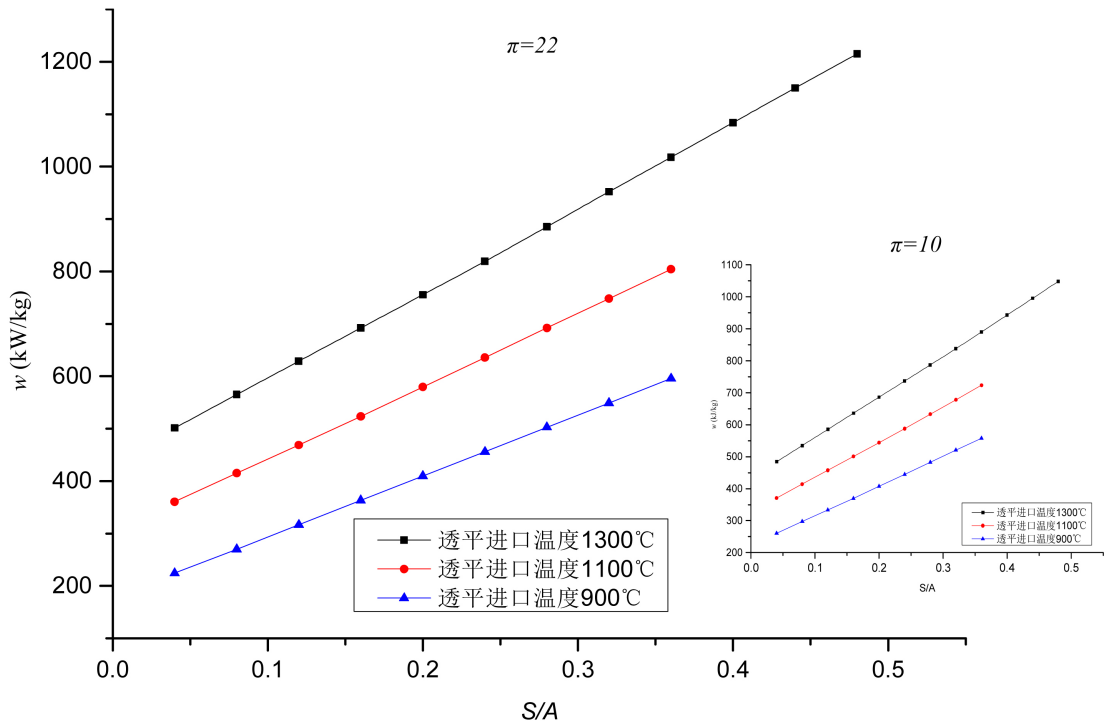


Figure 2. The w varies with the S/A and the inlet temperature of the turbine
 图 2. 循环比功率随注蒸汽比和透平进口温度的变化

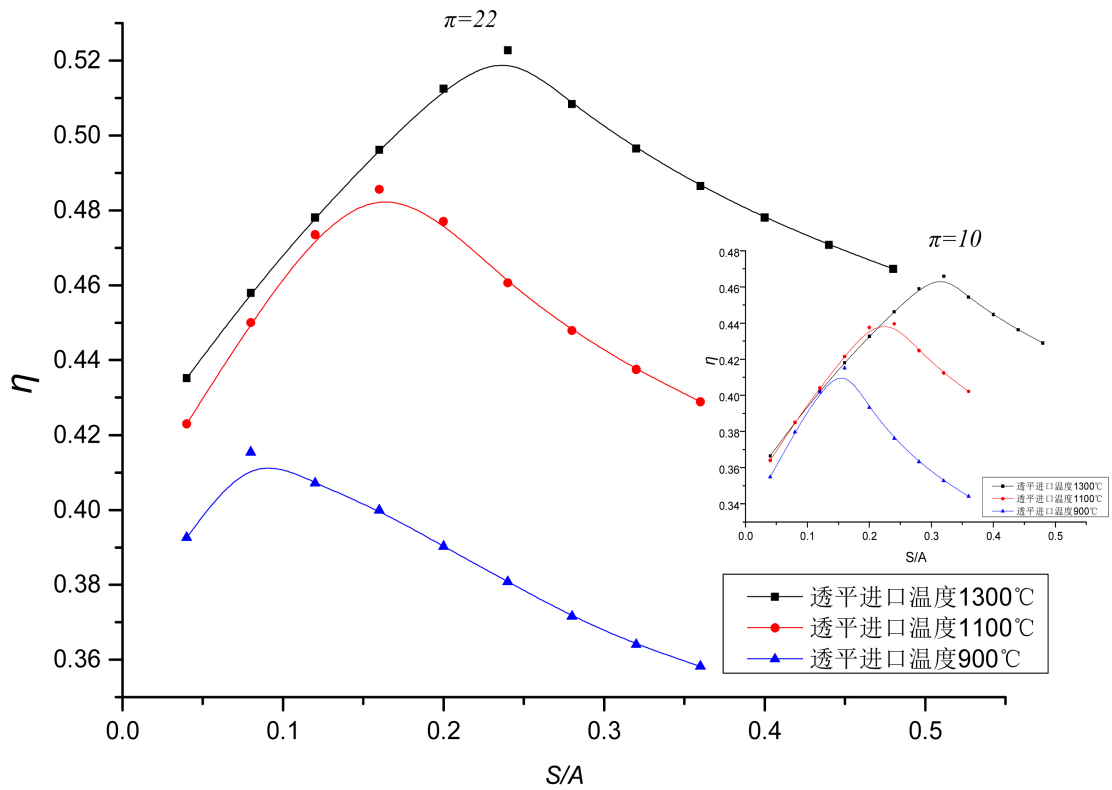


Figure 3. The η varies with the S/A and the inlet temperature of the turbine
 图 3. 发电效率随注蒸汽比和透平进口温度的变化

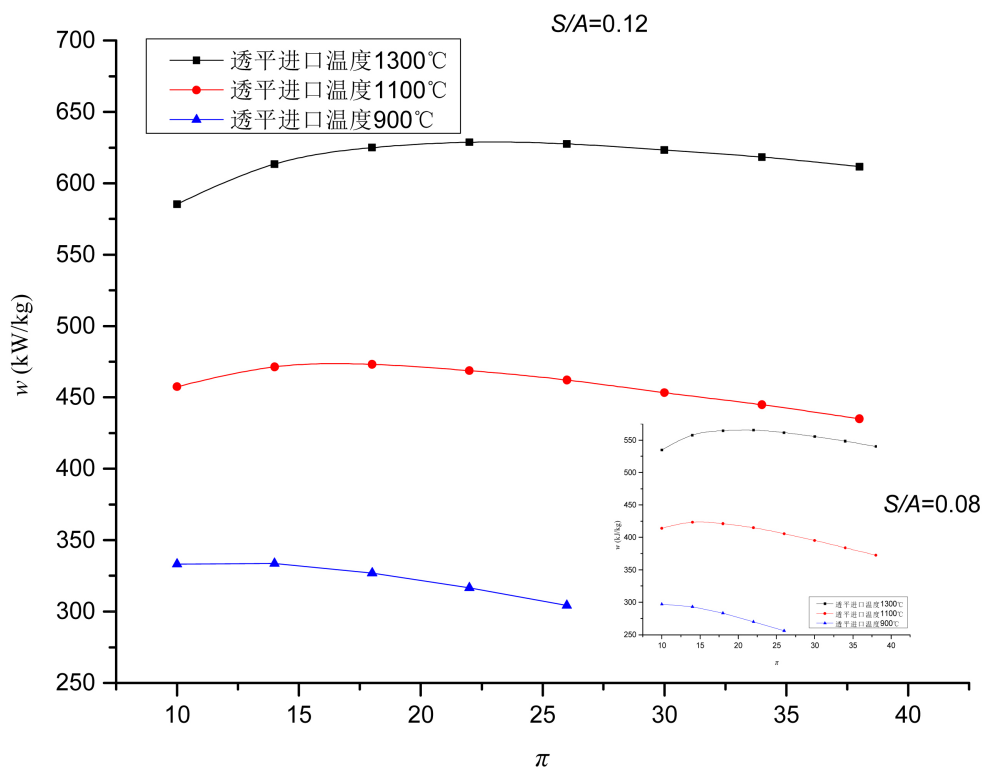


Figure 4. The w varies with the π and the inlet temperature of the turbine
 图 4. 循环比功率随压比和透平进口温度的变化

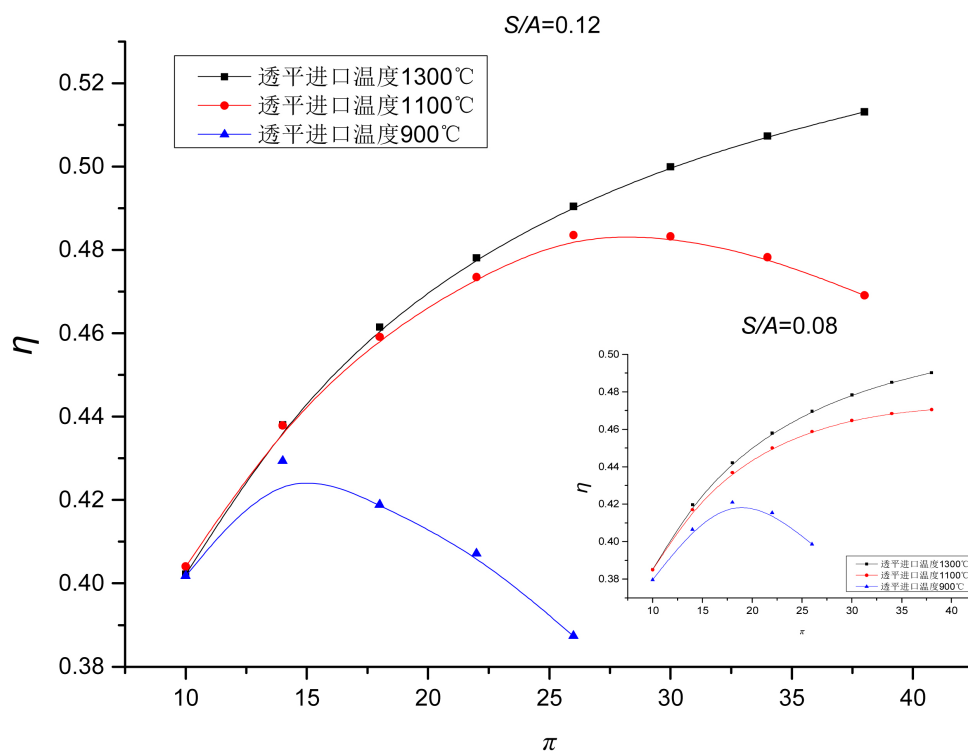


Figure 5. The η varies with the π and the inlet temperature of the turbine
 图 5. 发电效率随压比和透平进口温度的变化

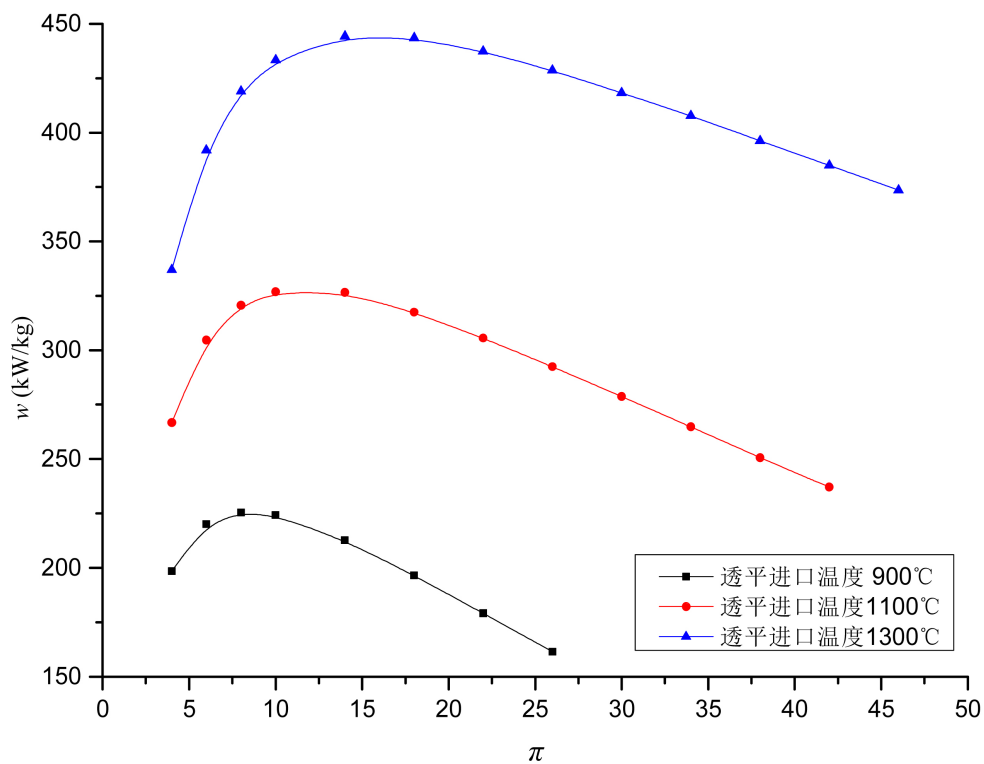


Figure 6. The w of gas turbine varies with the π and the inlet temperature of the turbine
 图 6. 燃气轮机比功率随压比和透平进口温度的变化

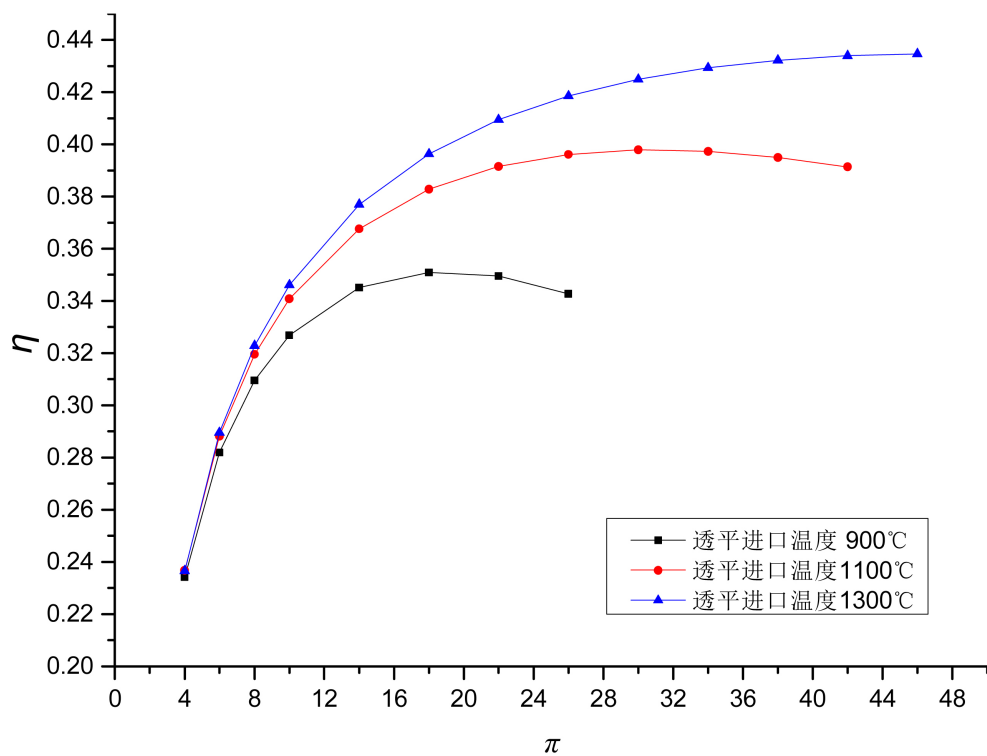


Figure 7. The η of gas turbine varies with the π and the inlet temperature of the turbine
 图 7. 燃气轮机发电效率随压比和透平进口温度的变化

比大于注蒸汽燃气轮机的最佳压比。为了提高能源的利用率, 应使用发电效率更高的系统, 对比燃气轮机和注蒸汽燃气轮机的发电效率可以看出, 注蒸汽燃气轮机的发电效率明显高于燃气轮机, 且随着压比的增大, 注蒸汽轮机先达到最大效率, 即注蒸汽燃气轮机的压比小, 压气机的耗功少, 效率高。从图 5 看到, 注蒸汽燃气轮机的最大发电效率为 51.31%, 对应的最佳压比为 38, 而燃气轮机的最大发电效率为 43.47%, 对应的最佳压比为 46, 当燃气轮机的压比为 38 时, 对应的 43.22%, 比注蒸汽燃气轮机低了 8.09%。另外, 注蒸汽后, 在达到最佳压比时, 注蒸汽燃气轮机的比功率是 628.7 kW, 而燃气轮机的比功率为 444.3 kW, 比注蒸汽燃气轮机低 184.4 kW。由此, 也可以说明, 利用水来回收透平排气做功, 不但可以提高比功率的输出, 还能提高系统的发电效率。

4.3. 热力性能变工况分析

从上面的研究可以看出, 在透平进口温度和压比一定, 系统存在最佳注蒸汽比, 在透平进口温度和注蒸汽比一定时, 系统存在最佳压比。但是, 在不同的压比下, 最佳注蒸汽比不同, 在不同的注蒸汽比下, 最佳压比也不同。在注蒸汽燃气轮机的实际应用中, 当透平进口温度一定时, 应该将压比和注蒸汽比设置成多少, 才能使系统的热力性能最优, 这是需要解决的问题。因此, 为了研究压比、注蒸汽比对系统的热力性能的共同作用, 本节对注蒸汽燃气轮机系统进行了热力性能变工况分析。用 Aspen plus 软件对注蒸汽系统进行模拟, 计算在不同透平进口温度、注蒸汽比和压比下, 系统的热力性能变化。从压比为 10 开始, 分别设定透平进口温度为 900°C、1100°C、1300°C, 计算在该压比和对应的透平进口温度下系统的比功率和效率随着注蒸汽比的变化情况, 然后再逐步增大压比, 再计算该压比下系统的比功率和效率随着注蒸汽比的变化情况。经过一系列的计算, 得出了系统的比功率和效率在不同压比、注蒸汽比和透平进口温度下的数值, 并通过 origin 绘图软件将计算结果表现在图像上, 如图 8, 图 9 所示, 通过对图像的分析, 可以得出这三者共同作用对系统的热力性能的影响, 并从图像上找到最佳状态点, 使系统的热力性能最优。

图 8, 图 9 分别透平进口温度为 900°C~1300°C 时, 在不同压比和注蒸汽比条件下, 系统的比功率和发电效率的变化情况。图中, 从上到下, 图形对应的透平进口温度分别为 1300°C、1100°C、900°C。观察图中透平进口温度为 1300°C 时系统的性能变化情况, 可以看到, 在压比一定时, 随着注蒸汽量的增加, 输出比功单调增加, 发电效率先增加后减小, 存在最佳注蒸汽量, 这是因为在透平进口温度、压比一定时, 进入透平的烟气流量随着注蒸汽量的增大而增大, 所以比功率输出增大, 而当注蒸汽量达到一定量之后, 受到排气温度的限制, 透平烟气产生的蒸汽温度降低, 进入燃烧室后, 吸收燃烧室的热量增加, 所需燃料量增加, 效率降低。在注蒸汽比一定时, 随着压比的增大, 系统的输出比功率和发电效率也是先增大后减小的, 压比越大, 最佳注蒸汽比降低, 这是因为压比越大, 透平的排气温度降低, 产生的蒸汽量降低。由于透平进口温度对系统的性能也有一定的影响, 当透平进口温度为 1100°C 和 900°C 时, 系统的比功和效率随着注蒸汽比和压比变化的规律和透平进口温度为 1300°C 时基本相同, 不同的是透平进口温度越高, 系统的输出比功和效率越大, 且透平进口温度越大, 最佳压比值越大, 最佳注蒸汽比越大。由于最佳压比和最佳注蒸汽比的存在, 加上透平进口温度的共同作用, 经过一系列的计算, 可以找到一个最大值点。从图 8 可以看到, 在本文研究的范围内, 比功率的最大值点为透平进口温度为 1300°C, 压比为 38, 注蒸汽比为 0.32, 对应的比功率为 1300.8 kW, 但是比功率对压比的敏感性较小。从图 9 可以看到, 图中存在最佳状态点, 此时系统的效率最大, 输出比功较大。该最佳状态点对应的压比为 34, 注蒸汽比为 0.2, 对应的最大发电效率为 53.91%, 发电效率对压比和注蒸汽比的敏感性较大。本节得到的数据可以为注蒸汽燃气轮机的实际运用提供指导。

另外, 在透平进口温度为 900°C 时, 计算的压比范围为 10~26, 小于其他两个温度下的压比范围,

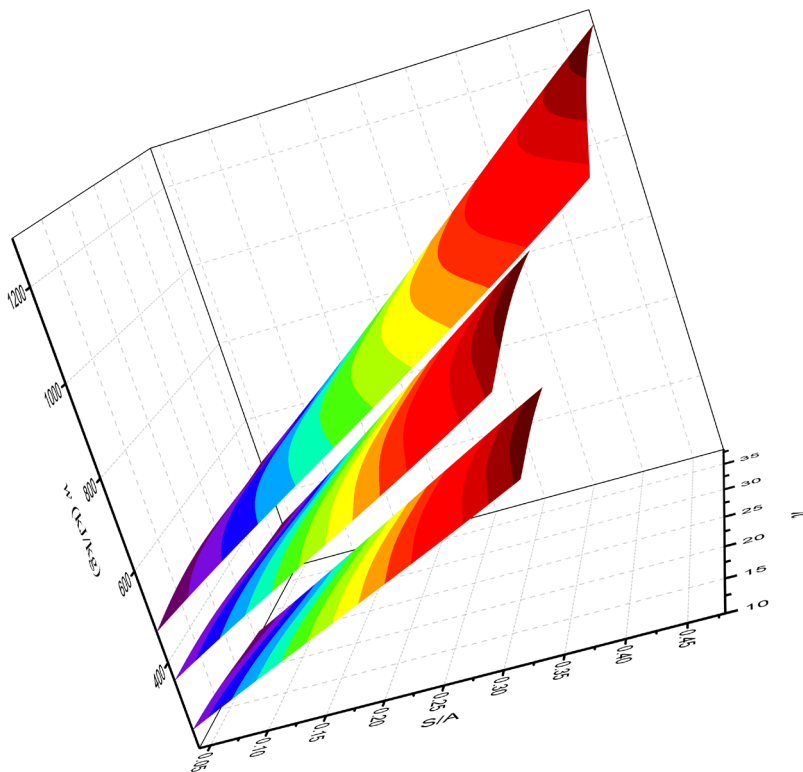


Figure 8. The w varies with the π , S/A and the inlet temperature of the turbine
图 8. 循环比功率在不同压比、注蒸汽比和透平进口温度下的变化

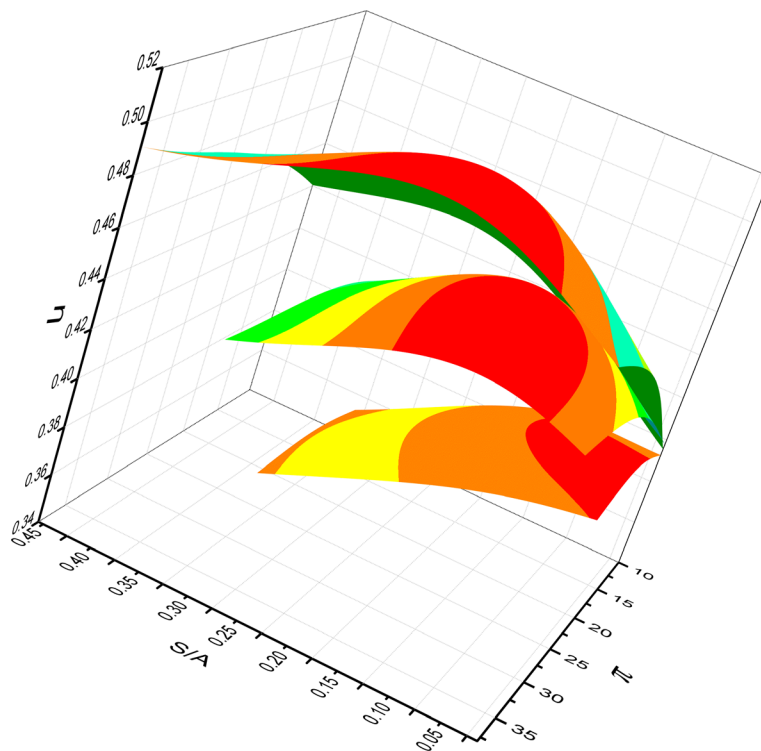


Figure 9. The η varies with the π , S/A and the inlet temperature of the turbine
图 9. 发电效率在不同压比、注蒸汽比和透平进口温度下的变化

这是因为, 透平进口温度为 900°C 时, 相比其他两个温度, 其透平的排气温度较低, 如果压比过大, 导致透平排气温度更低, 使得透平排气不足以在余热锅炉中产生蒸汽, 达不到注蒸汽的目的, 因此没有必要进行计算。

5. 结论

本文以注蒸汽燃气轮机为研究对象, 运用 Aspen plus 软件, 对该系统进行了性能计算。研究了在透平进口温度分别为 $900^{\circ}\text{C}\sim 1300^{\circ}\text{C}$ 时, 注蒸汽轮机的性能随着注蒸汽比和压比的变化规律。

1) 在透平进口温度一定时, 压比一定时, 随着注蒸汽比的增大, 系统的输出比功率单调增加, 系统的发电效率系统先增大后减小, 存在最大注蒸汽比。透平进口温度越高, 最大注蒸汽比越大, 系统的输出比功率也越大, 对应的效率也越高, 在透平进口温度为 1300°C , 压比为 22, 系统的最佳注蒸汽比 0.24, 此时, 系统的发电效率最高, 为 52.28%。

2) 和燃气轮机相似, 注蒸汽燃气轮机系统存在最佳压比值, 且透平进口温度越高, 最佳压比值越大, 对应的比功率也越大。但是, 透平进口温度一定时, 注蒸汽燃气轮机的最大发电效率对应的最佳压比小于燃气轮机对应的最佳压比。在透平进口温度为 1300°C 时, 注蒸汽燃气轮机的最大发电效率为 51.31%, 对应的压比为 38, 而燃气轮机的最大发电效率为 43.47%, 对应的压比为 46, 当燃气轮机的压比为 38 时, 对应的 43.22%, 比注蒸汽燃气轮机低了 8.09%, 通过对比研究也进一步证明了注蒸汽燃气轮机的高效性。

3) 在不同的透平进口温度, 压比和注蒸汽比的条件下, 存在一个最佳状态点, 即透平进口温度为 1300°C , 压比为 34, 注蒸汽比为 0.2, 该状态点对应的系统的比功率较大, 发电效率最大, 可达 53.91%。在实际工业中, 在进行注蒸汽燃气轮机的参数设计时, 想要得到高效的注蒸汽燃气轮机发电系统, 可以参考本文得出的最佳参数值。

基金项目

国家自然科学基金项目(NO. 51274224)。

参考文献 (References)

- [1] 左志涛, 孙志刚. 简单循环与回热循环燃气轮机变工况特性[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 356-364.
- [2] 胡自勤, 蔡睿贤. 燃气轮机热电并供系统变工况性能[J]. 工程热物理学报, 1990, 11(4): 357-360.
- [3] 付忠广, 王霄楠, 卢可. 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.
- [4] 纪军, 张世铮. 注蒸汽燃气轮机稳态全工况性能分析[J]. 工程热物理学报, 1994, 13(4): 361-364.
- [5] 周伏秋, 王克光. STIG 循环余热锅炉回热限制分析[J]. 热能动力工程, 1994, 9(3): 146-150.
- [6] 胡宗军, 吴铭岚. 注蒸汽燃气轮机最佳注汽量的研究[J]. 热能动力工程, 1998, 13(76): 257-261.
- [7] 和彬彬, 段立强, 杨勇平. 回注蒸汽微型燃气轮机系统研究[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(14): 1-5.
- [8] Carapellucci, R. and Milazzo, A. (2007) Repowering Combined Cycle Power Plants by a Modified STIG Configuration. *Energy Conversion and Management*, **48**, 1590-1600. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.11.024>
- [9] Srinivas, T., Reddy, B.V. and Gupta, S. (2008) Sensitivity Analysis of STIG Based Combined Cycle with Dual Pressure HRSG. *International Journal of Thermal Sciences*, **47**, 1226-1234. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.002>
- [10] De Paepe, M. and Dick, E. (2001) Technological and Economical Analysis of Water Recovery in Steam Injected Gas Turbines. *Applied Thermal Engineering*, **21**, 135-156. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00029-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00029-6)
- [11] Salvi, D. and Pierpaoli, P. (2002) Optimization of Inlet Air Cooling Systems for Steam Injected Gas Turbines. *International Journal of Thermal Sciences*, **41**, 815-822. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)01376-5](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)01376-5)
- [12] Shukla, A.K. and Singh, O. (2016) Performance Evaluation of Steam Injected gas Turbine Based Power Plant with Inlet Evaporative Cooling. *Applied Thermal Engineering*, **102**, 454-464.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.136>

- [13] Shukla, A.K. and Singh, O. (2017) Thermodynamic Investigation of Parameters Affecting the Execution of Steam Injected Cooled Gas Turbine Based Combined Cycle Power Plant with Vapor Absorption Inlet Air Cooling. *Applied Thermal Engineering*, **122**, 380-388. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.034>
- [14] Zhang, S. and Chi, J. (2015) Performance Analysis of a Partial Oxidation Steam Injected Gas Turbine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, **91**, 622-629. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.062>
- [15] Kayadelen, H.K. and Ust, Y. (2017) Thermodynamic, Environmental and Economic Performance Optimization of Simple, Regenerative, STIG and RSTIG Gas Turbine Cycles. *Energy*, **121**, 751-771. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.060>
- [16] 林汝谋, 张世铮. 注蒸汽燃气轮机循环及特点分析[J]. 工程热物理学报, 1986, 7(3): 195-200.
- [17] 蔡睿贤. 余热锅炉节点温差及其对联合循环性能的影响[J]. 工程热物理学报, 1983, 4(3): 223-226.
- [18] 林勇虎, 焦树建. 余热锅炉最小温差和接近点温差的选择[J]. 燃气轮机技术, 1994(1): 28-34.
- [19] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.

期刊投稿者将享受如下服务:

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: se@hanspub.org