



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103711587 B

(45) 授权公告日 2016.03.23

(21) 申请号 201310722096.8

CN 102628381 A, 2012.08.08,

(22) 申请日 2013.12.24

US 4896499 A, 1990.01.30,

(73) 专利权人 国电新能源技术研究院

US 6212873 B1, 2001.04.10,

地址 102209 北京市昌平区北七家镇未来科技城北二街

CN 203614227 U, 2014.05.28,

审查员 韩薇

(72) 发明人 郭桦 付忠广 杨天亮 卢可 贾金祥

(74) 专利代理机构 北京大成律师事务所 11352 代理人 陈福

(51) Int. Cl.

F02C 6/00(2006.01)

F01K 23/02(2006.01)

(56) 对比文件

US 5313782 A, 1994.05.24,

US 5313782 A, 1994.05.24,

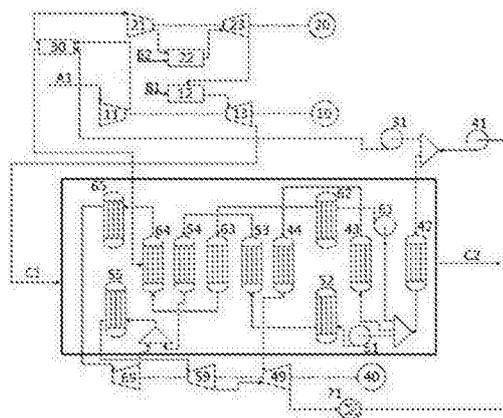
权利要求书2页 说明书10页 附图2页

(54) 发明名称

一种高压再热燃气-蒸汽联合循环发电系统及发电方法

(57) 摘要

本发明涉及一种高压再热燃气-蒸汽联合循环发电系统及发电方法。该系统由燃气轮机子系统和蒸汽轮机子系统组成,燃气轮机子系统包含用于两级空气压缩、两次燃烧及高压、中压两次透平做功的装置;高温燃气初次做功后,进入中压燃烧室再热后二次做功,提高了整体循环的平均吸热温度;两级压气机中间设置至少一级间冷器,间冷器热流和两级压气机相连。蒸汽轮机子系统采用三压再热式的锅炉和蒸汽轮机,间冷器冷却水和高压水相连,高中低压水和间冷器冷却水多次分级吸热,高效利用了热能。本发明在最佳参数下运行时,联合循环效率较F级燃气轮机为主的联合循环系统提高3至5个百分点,单机输出功率提高70%以上,达到800MW级。



1. 一种高压再热燃气-蒸汽联合循环发电系统,由燃气轮机子系统和蒸汽轮机子系统组成,其特征在于:燃气轮机子系统包括中压系统和高压系统,中压系统包括一级压气机、中压燃烧室和中压燃气透平,高压系统包括二级压气机、高压燃烧室和高压燃气透平,一级和二级压气机之间设有至少一级间冷器;运行时过量空气通过所述一、二级压气机两级压缩后,进入高压燃烧室燃烧加热,产生的高温燃气经高压燃气透平后进入中压燃烧室,再热后经中压燃气透平做功;中压系统排气口连通蒸汽轮机子系统,排气在蒸汽轮机子系统回收热量;

所述蒸汽轮机子系统包括余热锅炉和蒸汽轮机,所述中压系统排气口连接余热锅炉烟气入口;所述余热锅炉和蒸汽轮机为三压再热式;给水结构分为高、中、低压三路,给水可在余热锅炉中多次分级吸热;所述蒸汽轮机设置有高、中、低压缸,高压缸与中压缸之间连接再热器,高压缸排汽进入再热器再热后,进入中压缸做功;

将间冷过程中的冷却水接入三压再热式蒸汽循环的高压水路;对应的发电系统中,间冷器冷却水与余热锅炉中的高压汽包连通,冷却水经间冷器吸热后变为部分汽化的高压给水进入高压汽包,与另一部分直接来自蒸汽轮机子系统的高压给水混合汽化,进入高压汽水流程。

2. 根据权利要求1所述的发电系统,其特征在于:所述发电系统参数设置为,中压系统中,一级压缩后的空气一级压力为1.5-2.4MPa;高压系统中,二级压缩后的空气二级压力为6-20MPa;设置一级间冷器,空气的间冷温度为100-200℃。

3. 根据权利要求2所述的发电系统,其特征在于:高压燃气透平进气温度为1000-1500℃,中压燃气透平进气温度为1200-1500℃。

4. 根据1至3任一权利要求所述的发电系统,其特征在于:所述间冷器的冷却水连通所述蒸汽轮机子系统,回收冷却水的热量。

5. 根据权利要求1所述的发电系统,其特征在于:所述间冷器的冷却水接入所述蒸汽轮机子系统的高压水路。

6. 根据权利要求5所述的发电系统,其特征在于:所述蒸汽轮机子系统高、中、低三路压力分别为9.63MPa、2.16MPa和0.367MPa。

7. 根据权利要求6所述的发电系统,其特征在于:所述发电系统参数设置为,一级压力1.54MPa,二级压力14MPa,间冷温度100℃,高压燃气透平进气温度和中压燃气透平进气温度均为1325℃。

8. 根据1至3任一权利要求所述的发电系统,其特征在于:所述中压燃气透平与一级压气机同轴,所述高压燃气透平与二级压气机同轴,燃气透平与发电机连轴。

9. 根据权利要求8所述的发电系统,其特征在于:所述高压系统和所述中压系统采用同轴布置或分轴布置,分轴时,一级压气机与二级压气机分布在不同轴上。

10. 一种高压再热燃气-蒸汽联合循环发电方法,步骤包括:

燃气循环,压缩空气与燃料混合燃烧,产生的高温燃气使透平做功推动发电机发电,排气导入蒸汽循环回收余热;

蒸汽循环,将燃气循环排气余热作为热源,由蒸汽做功推动发电机发电;

其特征在于:

所述空气为过量空气,压缩过程为两级,空气经一级压气机压至一级压力,经二级压气

机压至二级压力；

所述空气两级压缩之间经过至少一级间冷过程；

所述燃气循环中加入再热过程，一次循环中燃气两次透平做功，将通过高压燃气透平后压力降低的燃气再热，再通过中压燃气透平；

所述蒸汽循环中使用余热锅炉和蒸汽轮机，将所述燃气循环中的排气导入余热锅炉回收余热；所述蒸汽循环为三压再热式；高、中、低压三路给水通过余热锅炉分级吸热；蒸汽分别在所述蒸汽轮机的高、中、低压缸内做功，高压路的蒸汽在高压缸做功后排出，再热后进入中压缸再次做功；

将间冷过程中的冷却水接入三压再热式蒸汽循环的高压水路；对应的发电系统中，间冷器冷却水与余热锅炉中的高压汽包连通，冷却水经间冷器吸热后变为部分汽化的高压给水进入高压汽包，与另一部分直接来自蒸汽轮机子系统的高压给水混合汽化，进入高压汽水流程。

11. 根据权利要求 10 所述的发电方法，其特征在于：所述空气一级压力为 1.5-2.4MPa，二级压力为 6-20MPa；设置一级间冷过程，间冷温度为 100-200℃。

12. 根据权利要求 11 所述的发电方法，其特征在于：所述高压燃气透平进气温度为 1000-1500℃，中压燃气透平进气温度为 1200-1500℃。

13. 根据权利要求 10 所述的发电方法，其特征在于：将所述间冷过程的冷却水引入所述蒸汽循环中，回收冷却水的热量。

14. 根据权利要求 10 所述的发电方法，其特征在于：将所述间冷过程的冷却水接入所述蒸汽循环的高压水路。

15. 根据权利要求 14 所述的发电方法，其特征在于：所述蒸汽循环高、中、低三路压力分别为 9.63MPa、2.16MPa 和 0.367MPa。

16. 根据权利要求 15 所述的发电方法，其特征在于：一级压力 1.54MPa，二级压力 14MPa，间冷温度 100℃，高压燃气透平进气温度和中压燃气透平进气温度均为 1325℃。

17. 根据 10 至 16 任一权利要求所述的发电方法，其特征在于：布置所述一级压气机、二级压气机、中压燃气透平和高压燃气透平全部同轴运行。

18. 根据 10 至 16 任一权利要求所述的发电方法，其特征在于：布置所述一级压气机和中压燃气透平同轴运行，二级压气机和高压燃气透平在另一轴上同轴运行。

19. 根据权利要求 18 所述的发电方法，其特征在于：将一级压气机和中压燃气透平单独运行，或者与二级压气机和高压燃气透平联合运行。

## 一种高压再热燃气 - 蒸汽联合循环发电系统及发电方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种燃气 - 蒸汽联合循环发电装置,特别涉及一种高压再热燃气 - 蒸汽联合循环发电系统。本发明还涉及可使用该发电系统的发电方法。

### 背景技术

[0002] 传统的火力发电最常用的蒸汽循环方式是朗肯循环 (Rankine Cycle),但是基于朗肯循环的发电技术存在发电效率低,燃煤消耗量大,污染严重等问题。传统的蒸汽循环发电方式已无法满足社会经济持续发展需要,作为化石能源,煤炭和石油资源的不可再生性以及环境问题的日益严峻使研究人员将越来越多的目光投向节能、清洁的发电技术上。燃气轮机是一种采用布雷顿循环 (Brayton Cycle),以空气和燃气为工质的热动力设备,燃气轮机及其联合循环具有污染低、供电效率高和负荷调整范围宽等特点,天然气可以直接应用在燃气轮机装置上,而不需要单独的工质发生设备。世界天然气资源充足、价格低廉,在国家经济发展战略和国际竞争的需求推动下,许多国家都把先进的燃气轮机技术作为本国科技优先发展领域和关键技术研究开发的重点。

[0003] 世界上著名的一些燃气轮机制造商已研制成功一系列性能先进的机组。如 GE 公司 9FA,ABB 公司的 GT26 等。这些机组单机功率在 200MW 以上,燃气初温达到 1260-1300℃ 以上,压比 10-30,简单循环效率为 40% 左右。为了进一步提高发电设备的效率,使用一种新的发电技术——燃气 - 蒸汽联合循环 (GTCC:Gas Turbine Combined Cycle),将蒸汽轮机朗肯循环与燃气轮机的布雷顿循环循环结合起来,同时利用了燃气轮机循环平均吸热温度高和蒸汽轮机循环平均放热温度低的优点,又克服了两者的缺点,所以循环效率大大高于单独的燃气轮机或蒸汽轮机发电机组。目前,燃气轮机组成联合循环后效率超过 55%,如 9FA 组成的联合循环系统效率可达 56.7%,而 GT26 组成的 KA26 联合循环系统效率超过 58%。

[0004] 在 F 级燃气轮机为代表的燃气 - 蒸汽联合循环的基础上,联合循环效率还有较大幅度提升的空间。而对于 GT26 系统,其采用了顺序燃烧装置 (Sequential Combustion Systems),利用了再热循环,实现了较高压比,由一组 22 级高效亚音速压气机将空气以两倍于常规燃机压比的高压压入环形环保燃烧室,对燃机设备的工艺要求极高,造价昂贵。

### 发明内容

[0005] 本发明发展了现有的燃气 - 蒸汽联合循环的发电方法,针对现有的以 9FA 级燃机联合循环系统为代表的联合循环发电系统进行改进,在燃气循环中加入高压再热和中间冷却过程,并针对间冷热量的利用在蒸汽循环方式上进行了改进,使得该发电系统联合循环效率比以 F 级燃气轮机为主的联合循环提高 3 到 5 个百分点,单机输出功率提高 70% 以上,达到 800MW 级;本发明同时提供了改造后的高压再热燃气 - 蒸汽联合循环发电方法。

[0006] 为实现以上发明目的,本发明改造现有的 9FA 燃机联合循环,在燃气轮机原有的简单布雷顿循环中加入高压再热和中间冷却两项过程,形成进行复杂布雷顿循环的燃气轮机系统;将蒸汽循环部分汽水系统进行改进,将间冷器冷却水热能在蒸汽循环中回收利用;

本发明热力循环和现有的9FA和GT26联合循环系统对比见图2,相比现有的系统,本发明比功明显增加,整体循环效率也可获得一定提升。

[0007] 本发明的技术方案具体为:

[0008] (1)本发明方法为,步骤包括:

[0009] 燃气循环。以布雷顿循环为基础,通入压缩空气与燃料混合燃烧,产生的高温燃气透平做功推动发电机发电,排气导入蒸汽循环回收余热;所述空气为过量空气,压缩过程为两级,用一级压气机压至一级压力,用二级压气机压至二级压力,此压力即空气压缩后的最高压力;空气两级压缩之间经过至少一级间冷过程;所述燃气循环中加入再热过程,一次循环中燃气两次透平做功,将通过高压燃气透平后压力降低的燃气再热,再通过中压燃气透平。

[0010] 蒸汽循环。以朗肯循环为基础,将燃气循环排气余热作为热源,由蒸汽做功推动发电机发电。

[0011] 基于该发电方法的一种发电系统,由燃气轮机子系统和蒸汽轮机子系统组成,燃气轮机子系统包括中压系统和高压系统,中压系统包括一级压气机、中压燃烧室和中压燃气透平,高压系统包括二级压气机、高压燃烧室和高压燃气透平,一级和二级压气机之间设有至少一级间冷器;空气顺序通过所述一、二级压气机两级压缩后,进入高压燃烧室燃烧加热,高温燃气高压透平后进入中压燃烧室,再热后中压透平做功;中压系统排气口连通蒸汽轮机子系统,排气在蒸汽轮机子系统回收热量。

[0012] (2)根据(1)所述的发电系统和方法,运行系统时设置空气一级压力为1.5-2.4MPa,二级压力为6-20MPa;设置一级间冷过程,间冷温度为100-200℃。

[0013] (3)根据(2)所述的发电系统和方法,运行系统时,参数进一步设置为,所述高压燃气透平进气温度为1000-1500℃,中压燃气透平进气温度为1200-1500℃。

[0014] (4)根据(1)至(3)任一项所述的发电系统和方法,为进一步提高联合循环效率,将所述间冷过程的冷却水引入所述蒸汽循环中,在蒸汽循环中回收利用冷却水冷却压缩空气时交换的热量。对应的发电系统中,间冷器的冷却水连通蒸汽轮机子系统。

[0015] (5)根据(1)至(4)任一项所述的发电系统和方法,发电过程中进行蒸汽循环的蒸汽轮机子系统使用余热锅炉型,包括余热锅炉和蒸汽轮机;余热锅炉用来回收、转换和利用燃气轮机的排气余热,通常是汽包、省煤器、蒸发器、过热器以及集箱等换热管簇和容器等组成的。

[0016] (6)根据(1)至(5)任一项所述的发电系统和方法,发电过程中进一步使用三压再热式余热锅炉和蒸汽轮机;三压式给水结构分为高、中、低压水三路,给水在余热锅炉中分级吸热,经过了水的加热、饱和水蒸发和饱和汽的过热三个阶段;蒸汽轮机设置有高、中、低压三个缸,高压缸排气口与中压缸进气口之间连接余热锅炉中的再热器,高压缸排汽经再热器再热后,进入中压缸做功。

[0017] (7)根据(6)所述的发电系统和方法,将间冷过程中的冷却水接入三压再热式蒸汽循环的高压水路。对应的发电系统中,间冷器冷却水流可选择与余热锅炉中的高压汽包连通,冷却水经间冷器吸热后变为部分汽化的高压给水进入高压汽包,与另一部分直接来自蒸汽轮机子系统的高压给水混合汽化,进入高压汽水流程。由于间冷水的加入,三压给水中的高压给水量有很大的提高,高压给水所占比重较一般三压再热给水系统高。

[0018] (8) 根据根据(6)至(7)任一项所述的发电系统和方法,所述蒸气循环中高、中、低三路压力分别设置为 9.63MPa、2.16MPa 和 0.367MPa。

[0019] (9) 根据(8)所述的发电系统和方法,设置一级压力 1.54MPa,二级压力 14MPa,间冷温度 100℃,高压燃气透平进气温度和中压燃气透平进气温度均为 1325℃。此时,所述发电系统的联合循环效率最高。

[0020] (10) 根据(1)至(9)任一项所述的发电系统和方法,将属于中压系统的中压燃气透平与一级压气机同轴布置,属于高压系统的高压燃气透平与二级压气机同轴布置,燃气透平与发电机采用离合器或其它常用方式连轴。高压系统和中压系统可全部同轴设置,使高压、中压燃气透平和两级压气机全部同轴;也可以分轴设置,一级压气机与二机压气机分布在不同轴上,各自分别与中压燃气透平和高压燃气透平同轴,形成独立的高压系统和中压系统,分轴设置时,系统运行时可按负荷灵活选择是否启动高压系统,同时可避免压气机放到同一根轴上导致燃气轮机无法拖动的状况,减少启动难度。

[0021] 对于所述蒸汽循环子系统的选择,一般的,当燃气轮机在额定功率下排气温度低于 538℃时,则多采用单压或多压无再热的汽水系统;当燃气轮机排气温度高于 538℃时,则可以采用有再热循环的汽水系统;当燃气轮机排气温度高于 593℃时,则可以采用三压再热循环的汽水系统。本发明使用 9FA 级燃气轮机作为基准,排气温度为 650℃,因此选用了三压再热式蒸汽循环系统。

[0022] 对于本发明所述的发电系统和方法中的运行参数,本发明针对高压再热燃气-蒸汽联合循环进行参数寻优,找到基于本发明系统运行的优化的参数,达成最佳的联合循环效率。

[0023] 本发明使用 aspen plus 软件对目前的 9FA 级燃气蒸汽联合循环机组、GT26 机组和本发明发电系统进行建模,通过计算分析对本发明发电系统进行参数寻优,确定最佳的工况。

[0024] 对本发明系统模拟计算之前,先对现有的 9FA 级燃气蒸汽联合循环机组、GT26 机组进行建模。

[0025] 系统模拟时采用 ISO 工况,环境温度 15℃、大气压力 0.10135MPa、大气相对湿度 60%。参照 9FA 系统公布的运行参数,确定进口空气参数为 0.1MPa/15℃/678.5kg/s,压缩机压缩后燃气参数是 1.54MPa/404.5℃/678.5kg/s,入口燃气参数为 1.54MPa/15℃/16.8kg/s;燃烧生成高温燃气参数是 1.54MPa/1325℃/695.3kg/s,燃气透平后的尾气参数是 0.105MPa/650℃/695.3kg。燃机做功为 314MW。蒸汽部分为三压再热式,压力级别分别是 9.63MPa、2.16MPa、0.367MPa。高压缸进汽参数为 9.63MPa/540℃/90.8kg/s;高压缸排汽参数 2.16MPa/321℃/90.8kg/s;中压缸进汽参数 2.16MPa/540℃/104.2kg/s;低压缸进汽参数 0.367MPa/300.3℃/121.5kg/s;排汽参数 0.00484MPa/35.5℃/121.5kg/s。蒸汽轮机总输出功为 160.7MW。

[0026] 将模拟结果汇总并与现有 9FA 级联合系统参数进行对比,如表 1 所示。

[0027] 表 1:现有 9FA 系统与 aspen 模拟参数对比

[0028]

项目	现有 9FA 型联合循环系统	aspen 模拟基准系统

空气流量	638.5kg/s	678.5kg/s
天然气流量	16.8kg/s	16.8kg/s
压比	15.4	15.4
燃气透平进气温度	1325°C	1325°C
排气温度	609°C	658°C
排烟温度	83°C	82°C
燃机出力	304MW	307MW
总输出功	472MW	468MW
燃机效率	37.23%	37.56%
联合循环效率	57.74%	57.20%

[0029] 由表 1 可知, aspen 模拟系统效率与实际 9FA 系统效率相差不大, 各项参数比较接近, 模拟较为符合现有 9FA 系统, 因此本发明选择 aspen 模拟的 9FA 系统作为基准系统。

[0030] 对于 GT26 系统, 参照基准系统进行参数设置, 模拟结果与现有 GT26 系统对比如表 2 所示。

[0031] 表 2 : 现有 GT26 系统与 aspen 模拟参数对比

[0032]

项目	现有 GT26 系统	aspen 模拟系统
空气流量	545.6kg/s	540kg/s
天然气流量	16.4kg/s	12.99kg/s
压比	30	30
燃气透平进气温度	1255°C	1235°C
再热温度	1255°C	1235°C
排气温度	630°C	605°C
燃机出力	262MW	267MW
总输出功	398MW	380MW
KA-26 联合循环效率	57.0%	60.03%

[0033] 对于模拟结果, 需要说明的是, GT26 公布的工作参数与本发明基准设定不同, 采用

和本发明系统相同的容量、流量和大致结构后,GT26 在 aspen 模拟中效率也有了上升,达到 60.03%。

[0034] 总体上,考察 aspen 模拟和实际系统结果,可以认为吻合度达到了参数分析要求。

[0035] 在模拟计算过程中,有三个参数对本发明系统的整体联合循环效率有重大影响:一级压力、二级压力以及间冷后空气温度。通过变参数实验进行参数寻优,从而找出使效率最高的最佳值。表 3 所示为效率最高的相关参数。

[0036] 表 3 :效率最高的相关参数表

压力		间冷温度		100℃		150℃		200℃	
		二级压力(MPa)	一级压力(MPa)	燃机效率	联合效率	燃机效率	联合效率	燃机效率	联合效率
6	1.54	41.39%	60.20%	41.63%	60.11%	41.91%	60.05%		
	1.8	40.71%	59.85%	41.01%	59.82%	41.35%	59.78%		
	2.0	40.06%	59.49%	40.41%	59.55%	40.80%	59.40%		
9	1.54	42.51%	60.91%	42.46%	60.64%	42.41%	60.32%		
	1.8	41.92%	60.65%	41.93%	60.43%	41.91%	60.10%		
	2.0	41.35%	60.36%	41.41%	60.11%	41.50%	59.93%		
12	1.54	42.89%	61.16%	42.59%	60.75%	42.28%	60.13%		
	1.8	42.36%	60.82%	42.00%	60.32%	41.85%	59.90%		
	2.0	41.84%	60.63%	41.68%	60.28%	41.54%	59.86%		
14	1.54	42.96%	61.22%	42.52%	60.41%	42.05%	59.95%		
	1.8	42.47%	60.94%	41.93%	59.99%	41.45%	59.87%		
	2.0	41.97%	60.65%	41.69%	60.18%	41.39%	59.77%		
16	1.54	42.94%	61.21%	41.61%	60.27%	41.17%	59.61%		
	1.8	42.49%	61.00%	41.22%	60.12%	40.88%	59.55%		
18	2.0	42.02%	60.69%	40.83%	59.86%	40.54%	59.46%		
	1.54	42.86%	61.10%	41.47%	60.15%	40.91%	59.39%		
	1.8	42.43%	60.88%	41.12%	59.98%	40.67%	59.32%		
	2.0	42.00%	60.69%	40.75%	59.85%	40.34%	59.27%		
	2.0	41.93%	60.61%	41.31%	59.94%	40.62%	59.21%		
20	2.2	41.53%	60.45%	40.87%	59.72%	40.36%	59.14%		
	2.4	41.12%	60.24%	40.62%	59.60%	40.09%	59.08%		

[0039] 由表 3 中数据可知,在空气一级压力 1.5-2.4MPa,二级压力为 6-20MPa,间冷温度为 100-200℃时,运行本发明系统均有较佳的联合循环效率。

[0040] 优选的,当一级压力为 1.5-2MPa,二级压力为 9-18MPa,间冷温度 100℃,本发明系统在此参数区间运行时,联合循环效率高于 60.36%,优于使用本发明基准系统参数的 GT26 系统的 60.03% 效率值;

[0041] 进一步优选的,当一级压力为 1.54MPa,二级压力为 14MPa 时,本发明系统燃机效

率可达 42.96%，联合循环效率达到最高的 61.22%。

[0042] 在最佳参数分析后，进行变工况分析。本发明系统存在高压和中压两级系统，因而分别调整高、中压燃气透平进气温度，可以得到不同工况下系统的效率。通过对数据的汇总，将其汇成表 4。

[0043] 表 4：不同高中压温度下的效率

高压燃气透平 进气温度 (°C)	效率			系统输出功率 (MW)
	中压燃气透平 进气温度 (°C)	燃机效率	效率	
1500	1500	44.88%	62.71%	1004
	1325	45.56%	62.18%	872
	1200	46.04%	62.09%	787
1325	1500	42.61%	60.50%	924
	1325	42.96%	61.22%	817
	1200	43.17%	59.83%	718
1200	1500	40.90%	59.31%	878
	1325	41.00%	59.88%	771
	1200	40.97%	58.31%	673
1100	1500	39.46%	58.32%	842
	1325	39.33%	58.16%	727
	1200	39.10%	56.26%	628
1000	1500	37.97%	57.29%	806
	1325	37.58%	57.28%	694
	1200	37.13%	54.87%	593

[0044] 由表 4 中数据可知，高压燃气透平进气温度为 1000–1500°C，中压燃气透平进气温度为 1200–1500°C 时，本发明系统有较佳的联合循环效率。

[0045] 优选的，当选择高压和中压燃气透平进气温度相同，即将燃气再热燃烧使之回复初次透平的进气温度，并且控制温度为 1325°C 时，可获得相对最高的循环效率，此时联合循环系统的总输出功率 817MW，燃机效率 42.96%，联合循环效率达到 61.22%。需要说明的是，虽然表 4 所示，将高压温度提高至 1500°C 可获得更高的效率，但此温度已超出了本发明基准的 F 级燃机范围，且提高温度对系统工艺有更加严苛的要求，带来额外的成本，因此提高温度以获得更高效率不是本系统的发明方向，故不选用 1500°C 数据为最佳工况参数。

[0046] 另外，基于本发明可选择的燃气轮机高压系统和在中压系统分轴设置方式，一级压气机与中压透平同轴，中压系统构成普通 F 级燃机机组，高压系统可视为额外增加的高压部分。低负荷时可单独运行中压系统，此时，本发明系统类似于普通的 9FA 级联合循环机组。

[0047] 综上所述，本发明系统具有如下主要特点：

[0048] 1. 高压再热。本发明使用了再热结构，与普通再热机组不同，本发明系统最佳运

行时的空气高压压力高达 14MPa, 远高于普通 F 级燃机(1.5-2MPa) 以及再热机组(3MPa 左右)。本发明设置一级压气机压缩空气压力至普通燃机压力级别, 二级压气机压缩空气到本发明要求的高压级别;

[0051] 2. 间冷器热量回收。由于本发明采用了 14MPa 的高压力, 大大增加空气压缩过程中的热量损失。因而本系统设置了间冷器, 降低二级压气机进口空气温度, 减少压缩机耗功。此外, 为了利用这部分热量, 本系统设置了间冷器热量回收部分, 将间冷器的冷却水引入余热锅炉加以利用, 使循环效率更高;

[0052] 3. 分轴布置。本发明可选择将高压系统与中压系统分轴布置。通过高压系统和在中压系统结构上分离, 使启动方式更加灵活, 可根据负荷选择启动高压系统; 同时两个压气机分布在不同轴上, 可避免放分布于同一轴上时燃气轮机无法拖动的状况, 减少燃气系统启动难度。

[0053] 本发明与普通 F 级联合循环机组相比。本发明增加了再热和间冷循环装置, 运行时空气压缩的最高压力远高于普通 F 级机组, 最佳效率运行时效率比普通 F 级机组高出 3 个百分点以上, 单机功率高出 73%, 达到 817MW。

[0054] 本发明与 GT26 机组相比。GT26 使用亚音速压气机将空气一次压缩至两倍常规燃机压比 (3MPa), 对设备工艺要求很高, 造价昂贵; 本发明采用带中间冷却的两级压缩, 将空气压缩 14MPa, 实现更高压比, 结构上却易于实现且造价较低。GT26 由一组 22 级高效亚音速压气机将空气以两倍于常规燃机压比的高压压入环形环保燃烧室, 无中间冷却, 造价昂贵。同时, 环保燃烧室的设计可降低 NO<sub>x</sub> 的排放量。本发明是在现有 9FA 燃气轮机的简单燃气循环基础上增加了再热循环及中间冷却循环, 系统采用的是多轴多燃机单元组成的“机组群”, 技术上更易实现, 并且造价更低。与 GT26 参照本发明基准条件下运行时的效率 60.03% 相比, 本发明系统效率高出了 1.2 个百分点, 与实际运行的 GT26 系统相比, 效率提高的更多。

[0055] 本发明由于在最佳参数附近运行时, 提高了联合循环效率, 在发出相同电量时天然气消耗量较普通 F 级燃气联合循环机组有一定的减少, 因而发电成本较普通机组也会有一定的降低, 表 5 通过相关计算对新型高压再热系统和普通 F 级燃机系统进行对比, 表中部分数据采用近似值。

[0056] 表 5: 本发明经济性分析

[0057]

	单位	F 级燃机系统	高压再热系统
系统总输出功	MW	471.5	825.127
燃机效率	%	38.36	42.96
联合循环效率	%	57.62	61.40
标准煤耗率 b=123/h	g/kWh	213.468	200.326
装机设备年利用小时数	h	4500	5000

年发电量	亿 kWh	21.2	41.3
年节省标煤数量(与 F 级燃机联合循环机组相比)	吨标煤	0	54218.3
标准天然气消耗率	Nm <sup>3</sup> /kWh	0.36	0.33
年节省天然气数量(与 F 级燃机联合循环机组相比)	亿立方米	0	7.08
天然气节省费用	万元	0	20.1
年减排 CO <sub>2</sub> (与 F 级燃机联合循环机组相比)	万吨	0	4.68

[0058] 如表 5 所示,大范围使用本发明系统代替普通燃机,可以有效减少燃料消耗量,从而降低温室气体的排放。

### 附图说明

[0059] 图 1 为本发明所述高压、中压系统分轴的发电系统结构示意图；

[0060] 图 2 为本发明所述高压、中压系统同轴的发电系统结构示意图；

[0061] 图 3 为 GT26、9FA 系统和本发明所述再热发电系统的循环温熵对比图；

[0062] 图中标号：11-一级压气机；12-中压燃烧室；13-中压燃气透平；21-二级压气机；22-高压燃烧室；23-高压燃气透平；10、20-发电机；30-间冷器；31-间冷水泵；40-蒸汽轮机发电机；41-低压水泵；42-低压省煤器；43-低压汽包；44-低压过热器；49-蒸汽轮机低压缸；51-中压水泵；52-中压省煤器；53-中压汽包；54-中压过热器；55-再热器；59-蒸汽轮机中压缸；61-高压水泵；62-前高压省煤器；63-后高压省煤器；64-高压汽包；65-高压过热器；69-蒸汽轮机高压缸；71-凝汽器；A1-空气入口；B1-中压系统燃气入口；B2-高压系统燃气入口；C1-余热锅炉烟气入口；C2-余热锅炉排烟口。

### 具体实施方式

[0063] 实施例 1：

[0064] 本实施例发电系统结构如图 1 所示。

[0065] 燃气轮机子系统中,中压燃气透平 13 与一级压气机 11 同轴,高压燃气透平 23 与二级压气机 21 同轴,燃气透平与发电机 10 和 20 连轴；高压系统和 中压系统采用分轴布置；

[0066] 蒸汽轮机子系统中,设置三压再热式余热锅炉和蒸汽轮机。具体结构为：给水结构分为高、中、低压水三路,蒸汽轮机设置有高压缸 69、中压缸 59 和低压缸 49。凝汽器 71 连接 低压水泵 41,加压后分两路,一路依次连接冷水泵 31、间冷器 30、高压汽包 64,最后连通高 压过热器 65；另一路连接余热锅炉中的低压省煤器 42,之后分别连接高、中、低压三路。高 压路经高压水泵 61 依次连接前高压省煤器 62、后高压省煤器 63,最后和间冷水路汇合同 接入高压汽包 64,再经过高压过热器 65 连接蒸汽轮机高压缸 69,高压缸 69 排气连接再热 器 55；中压路经中压水泵 51 依次连接中压省煤器 52、中压汽包 53、中压过热器 54,与高 压缸的排气汇合,经过再热器 55 连接中压缸 59,中压缸 59 排气连接低压缸 49 进气口；低 压路依次连接低压汽包 43、低压过热器 44,与中压缸 59 排汽汇合同接入低压缸 49,低压缸

49 排汽进入冷凝器 71。蒸汽轮机带动发电机 40 向外输出电能。

[0067] 该发电系统工作时,过量系数很大的空气由空气入口 A1 进入,经过一级压气机 11 和二级压气机 21 的两级压缩,其间还经过一个间冷器 30 对压缩空气进行中间冷却。过量的高压空气进入高压燃烧室 22 和经高压系统燃气入口 B2 喷入的天然气在 14MPa 的高压环境下燃烧,燃烧的烟气中包括大量未发生反应的空气,这些 1325℃ 的高温烟气推动高压燃气透平 23 并带动高压级发电机 20 输出电能。做功后的烟气进入中压燃烧室 12,在 1.54MPa 的中压环境中经中压系统燃气入口 B1 喷入的天然气混合,燃烧再热至 1325℃ 高温,推动中压燃气透平 13 带动中压级发电机 10 输出电能,排气经余热锅炉烟气入口 C1 进入余热锅炉依次加热高压过热器 65、再热器 55、高压汽包 64、中压过热器 54、后高压省煤器 63、中压汽包 53、低压过热器 44、前高压省煤器 62、中压省煤器 52,低压汽包 43 和低压省煤器 42 后,经余热锅炉排烟口 C2 排出。

[0068] 该发电系统运行参数设置为:一级压力 1.54MPa,二级压力为 14MPa,间冷温度为 100℃,中压燃气透平进气温度和高压燃气透平进气温度均为 1325℃;将蒸汽发电系统中的高、中、低缸进气压力分别设定为 9.63MPa、2.16MPa 和 0.367MPa,相应进气温度分别设定为:565.5℃、565.5℃和 305℃。其他参数选择详见表 6。

[0069] 实施例 2:

[0070] 该实施例与实施例 1 区别为,将蒸汽发电系统中的高、中、低缸进气进气温度分别设定为:540℃、540℃和 305℃;其余结构与参数与实施例 1 基本保持一致。

[0071] 实施例 3:

[0072] 本实施例发电系统结构如图 2 所示。该实施例与实施例 1 区别为,高压系统和 中压系统采用同轴布置;其余结构与参数与实施例 1 保持一致。

[0073] 对比例 1:

[0074] 该对比例使用普通 9FA 联合循环系统,参照实施例 1 参数设置运行,作为本发明基准系统。具体参数设置和运行结果见表 6。

[0075] 对比例 2:

[0076] 该对比例使用现有的 GT26 联合循环系统,参照实施例 2 参数设置运行。具体参数设置和运行结果见表 6。

[0077] 表 6 实施例与对比例运行数据对比:

[0078]

项目	对比例 1	对比例 2	本发明实施例	
			1	2
空气流量	679.4 kg/s	540kg/s	680kg/s	680kg/s
天然气流量	16.8 kg/s	12.99kg/s	27.4kg/s (15.56+11.84)	27.4kg/s (15.56+11.84)
低压压力 (一级压力)	1.54MPa	3MPa	1.54MPa	1.54MPa
低压(中压)燃气透平进气温度	1325 °C	1235°C	1325°C	1325°C
最高压力 (二级压力)	—	—	14MPa	14MPa
高压燃气透平进气温度	—	—	1325°C	1325°C
排气温度	650 °C	605°C	662°C	662°C
高压缸进汽温度及压力	565.5°C 9.63MPa	540°C 9.63MPa	565.5°C 9.63MPa	540°C 9.63MPa
再热温度及压力	565.5°C 2.16MPa	540°C 2.16MPa	565.5°C 2.16MPa	540°C 2.16MPa
低压缸进汽温度及压力	305°C 0.367MPa	305°C 0.367MPa	305°C 0.367MPa	305°C 0.367MPa
排烟温度	83 °C	83°C	82°C	83°C

[0079]

燃机出力	314 MW	267MW	573MW	573MW
总输出功	471.3 MW	380MW	819.1MW	816.8MW
燃机效率	38.36%	42.12%	42.96%	42.96%
联合循环效率	57.62%	60.03%	61.40%	61.22%

[0080] 上述实施例并非具体实施方式的穷举,还可为其他的实施例,上述实施例目的在于说明本发明,而非限制本发明的保护范围,所有由本发明简单变化而来的应用均落在本发明的保护范围内。

[0081] 此专利说明书使用实例去展示本发明,其中包括最佳模式,并且使熟悉本领域的技术人员制造和使用此项发明。此发明可授权的范围包括权利要求书的内容和说明书内的具体实施方式和其它实施例的内容。这些其它实例也应该属于本发明专利权要求的范围,只要它们含有权利要求相同书面语言所描述的技术特征,或者它们包含有与权利要求无实质差异的类似字面语言所描述的技术特征。

[0082] 所有专利,专利申请和其它参考文献的全部内容应通过引用并入本申请文件。但是如果本申请中的一个术语和已纳入参考文献的术语相冲突,以本申请的术语优先。

[0083] 本文中公开的所有范围都包括端点,并且端点之间是彼此独立地组合。

[0084] 需要注意的是,“第一”,“第二”或者类似词汇并不表示任何顺序,质量或重要性,只是用来区分不同的技术特征。结合数量使用的修饰词“大约”包含所述值和内容上下文指定的含义(例如:它包含有测量特定数量时的误差)。

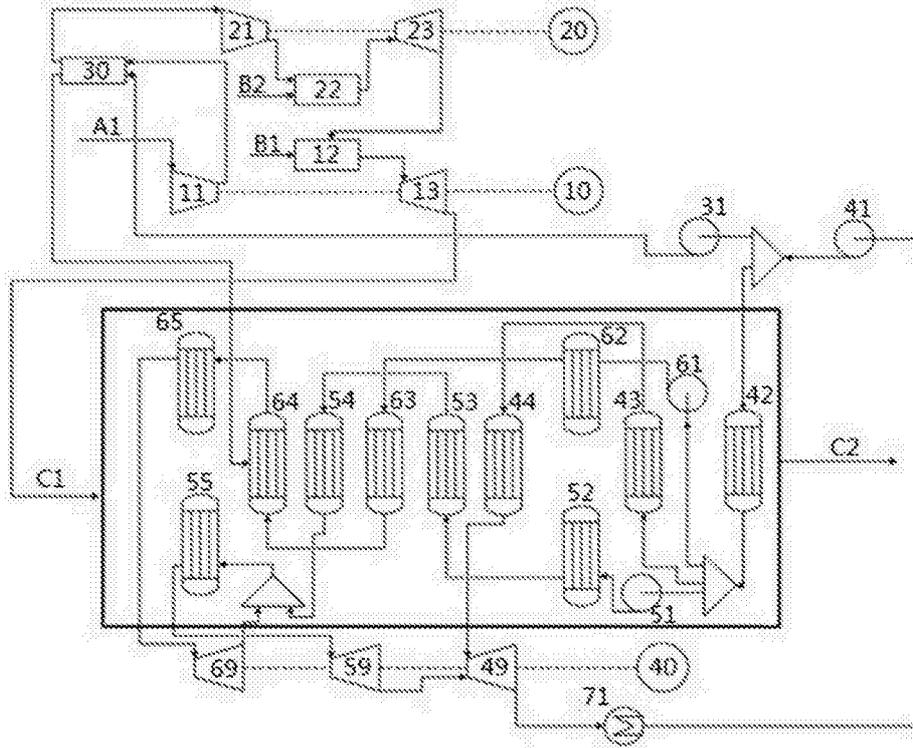


图 1

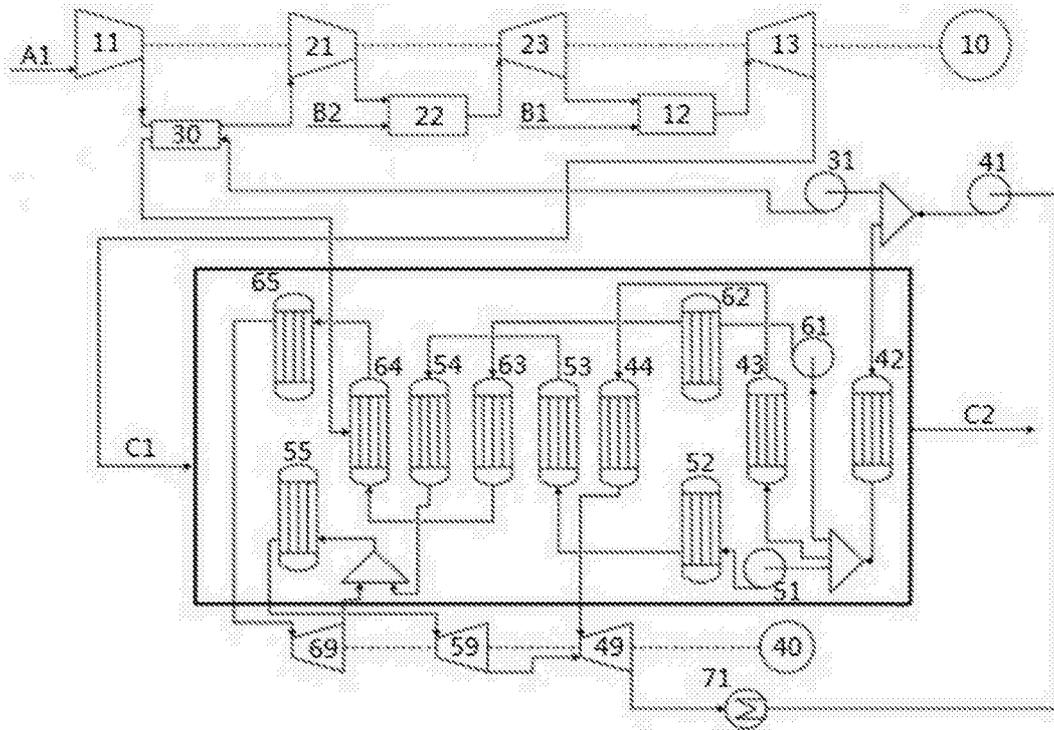


图 2

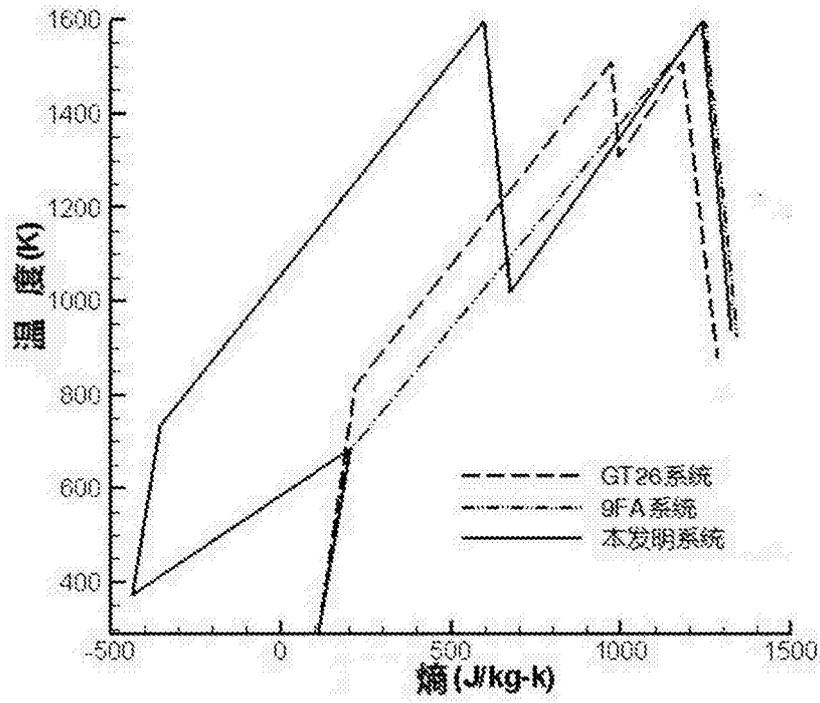


图 3