[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]
F02C 6/18
F02C 3/34

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 94107869.8

[45]授权公告日 2001 年 10 月 31 日

[11]授权公告号 CN 1074085C

[22]申请日 1994.7.14
[21]申请号 94107869.8
[30]优先权
[32]1993.7.14 [33]JP [31]173940/1993
[73]专利权人 株式会社日立制作所
地址 日本东京
[72]发明人 宇多村元昭 保泉真一 武田泰司
佐佐木俊彦 小松秀明 桐上清一
铃村武 笹世哲男 池口隆 杉田成久
[56]参考文献

JP4－86306	1992. 3.18	F02C6/18
US4529887	1985. 7.16	F02C6/18

审查员 张红漫

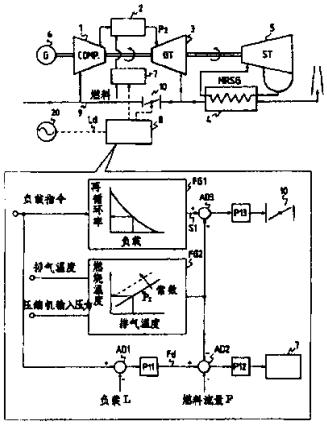
[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 杜日新

权利要求书 1 页 说明书 11 页 附图页数 14 页

[54]发明名称 热电厂

[57]摘要

为了改善当包括燃气轮机和气轮机联合的余热回收型联合循环热电厂运行在部 分负载时的热效率，燃气轮机的排气被再循环返回压缩机，防止在部分负载时 燃烧温度降低。在部分负载下运行的热效率从而得到改善。



ISSN1008-4274

权 利 要 求 书

1. 一种热电厂，包括：

包括气体的压缩机；

使压缩气体和燃料混合并使混合物燃烧的燃烧室；

用燃烧过的混合物驱动的燃气轮机；

使用所述燃气轮机驱动的发电机；以及

使燃气轮机的排气中的至少一些再循环进入压缩机；

其特征在于；

根据至少下面一个因素改变再循环进入压缩机的排气量的装置，这些因素是改变：

发电机的负载；

进入燃烧室的燃料流量；以及

由发电机供电的外部系统的负载需求量。

2. 根据权利要求 1 所述的热电厂，其特征在于所述热电厂是排气再循环型联合电厂，随联合电厂负载减小所述改变装置调节再循环进入压缩机的排气量，以维持燃气轮机气体高的温度。

3. 根据权利要求 1 所述的热电厂，其特征在于所述热电厂是排气再循环型联合电厂，随联合电厂负载的降低所述改变装置增加再循环进入压缩机的排气量。

4. 根据权利要求 1 所述的热电厂，其特征在于热电厂是排气再循环型联合电厂，随联合电厂负载的减小所述改变装置升高再循环进入压缩机的排气量的温度。

说　明　书

热电厂

本发明涉及一种热电厂，用来回收燃气轮机废气中的热，更具体地说，涉及一种排气再循环型组合热电厂，用来使燃气轮机的废气循环进入其进气道。

排热回收型热电厂包括燃气轮机、排热回收锅炉，该锅炉用来回收排出的热，以及被排热回收锅炉产生的蒸气驱动的气轮机，其中的发电机由燃气轮机和气轮机驱动发电。

已有一些类型的排热回收型热电厂。举例说，日本专利待审公开No. 4 5924/1989中披露了一种循环使用燃气轮机排热的排气回收型热电厂。

排热回收型联合循环热电厂可以提供快的负载变化并且比一般热电厂效率高。因此，排热回收型联合循环热电厂近年来被快速地采用了，但是，当它带部分负载运行时具有一些问题。

一个问题是，在局部负载时，热效率大大降低。例如，假定在额定负载时的热效率为1，在50%负载时则降低到大约0.8，在30%负载时降到大约为0.6.联合循环热电厂的优点在于负载的跟随能力比使用一般锅炉的热电厂的高。联合循环热电厂经常运行

于负载变化的情况。不过，在这种情况下，热电厂带部分负载运行是以降低热效率为代价的。

另一个问题是，带部分负载的排热回收锅炉侧的输出变化是如此之大，使得热电厂难于运行。例如，假定汽轮发电机在额定负载时的输出功率 为 1，在 50% 负载时就降为大约 0.43，在 30% 负载时降为大约 0.12。此外，燃气轮发电机的响应时间(从送入燃气轮机燃烧器燃料增加或减少的时刻到燃气轮机发电机输出改变)是几秒的数量级，而气轮发电机的响应时间(从送入燃气轮机燃烧器燃料增加或减少的时刻到汽轮发电机发电输出的改变)是几分的数量级。因此，当负载改变时很难进行控制使得立刻或稍后获得所需的输出。

和以前相比，上述的现有技术披露了一种装置，其中燃气轮机的排气被循环进入其进气道，但是既没有提到带局部负载时存在的上述问题，更没有提及解决这些问题的方法。

因而，本发明的目的在于，提供一种能够解决上述的在带部分负载时发生的问题的排热再循环型 联合热电厂。

按照本发明，提供了一种排热再循环联合热电厂，用来使从燃气轮机排出的热气循环进入燃气轮机的压缩器内，当负载降低时，增加被再循环的排气的数量。最好是，被再循环的排气的量这样调整，使得燃气轮机燃烧室的温度基本保持恒定。

借助于使燃气轮机的排气循环进入压缩器使进气道温度升高，并且随负载降低而增加被循环的量，借以使燃烧温度基本保持恒

定。在排热回收锅炉中，因为燃气轮机的排气温度是不变的，当负载减少时的蒸发量的减小可以降至最小。

按照本发明，可以增加在带部分负载时的热效率。

另外，因为燃气轮机的燃烧温度和排气温度可以保持恒定而与负载无关，使得具有良好的可操作性/可控制性，从而减少对构成这些设备的材料的热破坏。在一般记录为每轴30%的负载时，可以做到燃气轮机的零输出运行（到10%），并且加宽了运行范围，可以做到低*NOx*燃烧，在燃烧器内*NOx*产生率可以作到为现有技术的1/4。排气取出点被设在*HRSG*的下游，借以使底循环(*bottoming cycle*)在部分负载时可以保持恒定因而可以进一步改善可操作性/可控制性。在再循环管道上可安装一个节省器，以便改善底循环的热效率。

本发明的热电厂包括：用于压缩气体的压缩机；用于把所述压缩气体和燃料混合并使混合物燃烧的燃烧器；与所述燃烧器相连的燃气轮机，并被设置由燃烧的混合物驱动；与所述燃气轮机相连并被其驱动的发电机；以及使至少一些燃气轮机的排出气体再循环进入压缩机的装置，其特征在于：所述热电厂是联合循环热电厂，并有一由排热回收锅炉产生的热驱动的汽轮机，该排热回收锅炉被燃气轮机的废气加热。

本发明的特征在于：再循环装置有一根据下列因素之一来控制再循环进入压缩机的废气量的装置：发电机的负载；送入燃烧器的燃

料流量；以及由发电机供电的外部系统的负载需求。

本发明包括用来运行热电厂的一种方法，包括：压缩压缩机中的气体；把压缩的气体和燃料混合并使混合物燃烧；用燃烧的混合物驱支燃气轮机；使至少一些燃气轮机排出气体再循环进入压缩机；其特征在于：所述方法进一步包括：用燃气轮机排出的气体加热余热回收锅炉从而产生蒸汽，并且该蒸汽驱动汽轮机。

本发明的特征在于：根据下列至少一个因素改变：改变再循环进入压缩机排气量的改变装置，这些因素是发电机的负载；进入燃烧室的燃料流量；由发电机供电的外部系统的负载需求。

本发明的用于热电厂的控制器包括：用来接收负载需求信号的装置；用来根据负载需求信号驱动初始再循环率信号的装置；用来把负载需求信号和负载信号以及燃料流量信号中至少一个信号中比较从而产生校正信号的装置；以及根据校正信号校正初始再循环量从而得到再循环量控制信号的装置。

图 1 是本发明一个实施例的图；

图 2 是燃烧温度和空气流量与负载的关系图；

图 3 是常规联合热电厂的循环结构图；

图 4 是本发明的再循环系统的循环结构图；

图 5 是热循环的 $T—S$ 图；

图 6 是抽取废气量及抽取温度可选择的范围；

图 7 是空气重量流量和负载的关系图；

图 8 是混合物温度和热电厂输出之间的关系；

图 9 是按照本发明在部分负载时的良好效率图；

图 10 表明顶循环和底循环的输出分配；

图 11 表明按照本发明可以大大减少 NOx；

图 12 是相对湿度、输出和效率的关系；

图 13 是本发明的另一实施例；

图 14 是本发明的再一实施例；

图 15 是本发明的另一实施例；

图 16 是本发明的另一实施例；

图 17 是本发明的另一实施例；

图 18 是本发明的另一实施例；

图 19 是本发明的另一实施例。

图 1 是本发明的一个实施例，联合循环热电厂大体上包括燃气轮机设备，余热回收锅炉设备和气轮机设备。

其中，燃气轮机设备包括吸入空气并将其进行压缩的压缩机 1，用压缩空气和燃料进行燃烧的燃烧室 2，以及被燃烧室 2 的高温高压气体驱动的燃气轮机 3。在许多情况下，压缩机 1 和燃气轮机 3 被安置在同一轴上，并且压缩机 1 被燃气轮机 3 驱动。在上述旋转的轴上装着发电机 6。发电机 6 是同步发电机，它以恒定速度运行，从而使得吸入空气的量一般维持恒定。

燃气轮机 3 排出的气体温度为 500℃或更高，并且在联合循环

热电厂中，余热借助于余热回收锅炉(HRSG)4回收。具体地说，排出的气体和水之间进行热交换从而产生蒸汽，蒸汽被送入气轮机5使其旋转，从而驱动连接在气轮机上的发电机。在所解释的实施例中，虽然蒸气轮机5和燃气轮机3为同轴连接，也可以这样设计，使得相应的发电机被相应的涡轮机驱动。

一般联合热电厂的结构如上所述。在本发明中，燃气轮机3的排气部分为再利用被通过管道9和再循环量控制装置10返回压缩机1的进气口处。本发明的联合热电厂的发电机的输出以这种方式确定，使得用来控制加入燃烧室2的燃料量的燃料量控制阀7和再循环量控制装置10起控制端的作用，并且其打开程度是可调的。虽然在图示说明中，用来使废气再循环的位置被设在燃气轮机3的出气道上，应该注意，例如可以从在其更下游的余热回收锅炉的一部分中来适当地选择一部分废气用于再循环。

这些控制端被来自总控制设备8的控制信号控制。总控制设备8接收来自联合循环热电厂的电力控制中心20的负载指令信号Ld来控制整个热电厂。其它方面也由总控制设备8控制，但在此仅说明与本发明的燃烧控制有关的操作、简短地说，总控制设备8接收来自电力控制中心20的负载需求信号*Ld*，基本上用来控制空气和燃料的进入量。

为了控制燃料量，首先由减法器*AD*1得到负载需求信号*Ld*和实际负载*L*之间的偏差，借助于调节器*PI*1得到燃料量的目标信

号。然后，由减法器 *AD2* 得到燃料量目标信号 *Fd* 和实际的燃料信号 *F* 之间的偏差。借助于调节器 *PI2* 调整燃料量控制阀 7，从而确定被送进燃烧室的燃料量。按照这一控制，负载越大，被送入燃烧室的燃料量也越大。现在描述的这种控制概念和常规的相同。

后面说明本发明的控制特性，不过这主要涉及到再循环空气量的控制和相应地校正燃料量的控制。为了控制再循环的气量，在本发明中，在输入负载需求信号 *Ld* 的函数发生器 *FG1* 中得到在较低负载时变得较高的输出信号 *S1*。该输出信号 *S1* 施加于调节器 *PI3*，用来控制再循环控制装置 10。

从上述可以理解，负载越低，被返回压缩机进气口处的排出废气量越大。在本发明中，被再循环的排气量具有下述的技术含义。

首先，燃气轮机以恒速旋转。因而可以认为，吸入的进气量（体积流量）是一个与负载无关的常数，除非对进气量实地专 门的控制。在另一方面，因为燃料量随负载成正比地增加，在低负载时进气量就过量了，燃气轮机排气温度或燃烧温度必然降低。

在本发明的情况下，大气温度的外部空气和高温的燃气轮机的排气混合形成进气，在低负载时，增加被再循环的燃气轮机的排气量。因此，能够阻止燃烧温度或燃气轮机排气的温度随负载的减少而降低。更有利的是，它可以使燃烧温度（燃气轮机排气的温度）基本上保持不变，而与负载无关。从上述观点来看，图 1 所示的函数发生器 *FG1* 确定废气的再循环率。因而，函数发生器 *FG1* 的输出信号

S1 在本实施例中意味着用来使燃气轮机排气的温度不依赖于负载而基本保持恒定的信号。

在本发明中，按照函数发生器 1 的输出可以使燃烧温度保持恒定。在实际运行中，燃烧温度有时是变化的。因此，根据燃气轮机排出气体的温度和压缩机的出口压力，在函数发生器 2 中设定燃烧温度，并函数发生器 1 的输出加到减法器 AD3 上，以便校正函数发生器 1 的输出。当进行这些校正和控制时，燃料量也被校正和控制，以便使燃料量和空气量平衡。

下面说明用图 1 所示的操作和结构来达到所需目的这一事实。

首先，图 2 表明了进入压缩机 1 的混合物的体积流量和重量流量、再循环率和负载之间的关系。体积流量是与负载无关的常数，而重量流量随高温空气的增加而减少。再循环率在 50% 负载时，从燃气轮机出口被再循环的高温空气大约为 20%，在 30% 负载时则约为 30%。

附带地，压缩机的入口和出口之间的压力比主要根据压缩机 1 叶片的形状和吸入诉轴向流速确定。在本发明的情况下，进入压缩机 1 的混合气的温度随负载而改变（负载越大，温度越高）。不过，进入压缩机的体积流量不变，因而轴向流速也不变。因此，在部分负载运行中的压力比不变。这一过程接近于绝热变化，并且温度随压力增加而上升。例如，当压力比为 15 时，出口温度的增加相对于高于外界气温的混合物温度的增加之比大约为 2。

由燃烧室 2 在等压下把压缩空气加热到燃烧温度。按照本发明，当负载越低时燃烧温度也越低这种现象被抑制了。按图 1 所示的实施例，甚至在部分负载时燃烧温度也维持恒定。其次，在燃气轮机 3 的绝热膨胀期间燃烧气体作功，其作功的一部分被消耗用于驱动压缩机 1 和发电机 6，净输出相应于它们之间的差。

通过管道 9 和控制装置 10 使燃气轮机 3 排气的一部分再循环作为压缩 机 1 的一部分进气。当焓被余热回收锅炉 4 回收后，剩余的废气散布到外界大气中。在余热回收锅炉 4 中，产生高压蒸汽来驱动气轮机 5 和发电机 6 发电。

下面说明本发明可以达到的实际效果。首先，图 3 示意地给出了不实行排气再循环的联合循环热电厂的效率. 设ηGT 是燃气轮机的效率；ηST 为气轮机的效率；ηB 是余热回收锅炉的效率；总效率 η 可以表示如下：

$$\eta=\eta GT+(1-\eta GT)\eta ST\eta B\cdots\cdots(1)$$

图 4 示意地示出了本发明的联合循环热电厂的效率，其中 T 代表每部分的温度；m 为排气的再循环率。

$$\eta=\eta GT+\left|(1-\eta GT)+\frac{1-v}{\tau-\{1+(\phi n-1)/\eta c\}}\right|$$
$$\eta B\{\eta st+m(1-\eta st)\}\cdots\cdots\cdots(2)$$

其中

m：排气再循环率(—)

$T0$：大气温度(K)

$T1$：压缩机进气口处的温度(K)

$T3$：燃烧温度(K)

τ：温度比(≡$T3/T1$)

ϕ：压力比(—)

n：$(X-1)/X$(X：比热)(—)

v：温度比(≡$T0/T1$)(—)

ηC：压缩效率(—)

图 15 表示第四个实施例，它是第三实施例表示的方法和现有技术的组合 。借助于使用安装在压缩机进气管处的进气导流叶片 11(*IGV*)，使负载的调整与空气量的增加或减少联系起来，但进口温度保持恒定，与季节和负载无关。上述全部实施例都可用于使用燃气轮机 3 的一切联合电厂中。

图 16 表示第五实施例，其中在燃气轮机内安装有起节流作用的可变叶片 12。在以前的实施例中，在维持压力比的同时当压缩机 1 的流量降低时有发生喘振或失速现象的可能。为避免这一点，可变叶片的开度用控制系统 8 进行调整，以便控制压缩机 1 出口处的气压。

图 17 是装有中间冷却器 13 的第六实施例。在低的负载时，压缩机 1 出口处的温度有可能变得如此之高，使得借助于从压缩机 1 抽取出的空气不能对燃气轮机的叶片进行有效的冷却。为避免这一点，从压缩机抽取的空气被中间冷却器冷却。而且，如果燃烧温度被

控制系统 8 控制，燃气轮机的叶片可以更有效地被冷却。上述第五、第六实施例有扩大部分负载区的效果。

虽然图 1 所示的是单轴型的结构，对于多轴型本发明也是相当适用的。其理由是因为当负载变化时，燃气轮机的排气温度不变，而轴间的蒸汽条件的改变是很小的。图 18 是应于一多轴型联合热电厂的实施例。在本发明中，即使各个燃气轮机处于不同的负载状态下，也能使从燃气轮机中排出气体的温度之间的差别非常小，因此，可以容易地控制气轮机的负载。

图 19 是第七个实施例，压缩机 1，燃气轮机 3 和气轮机 5 安装在同一个轴上，速度调节机构 14 位于与发电机 6 的轴的联接处。速度调节机构可以包括例如齿轮，流体联轴节，可控硅或 GTO，只要发电机相对于涡轮机系统的转速变化可以保持转速恒定即可。在本实施例中，涡轮机的旋转速度和压缩机的体积流量与压缩机入口处的混合气的温度的平方根成正比地被控制。因此，具有即使在部分负载下也能使压缩机的被校正的流量和被校正的转速保持恒定。

说　明　书　附　图

图 1

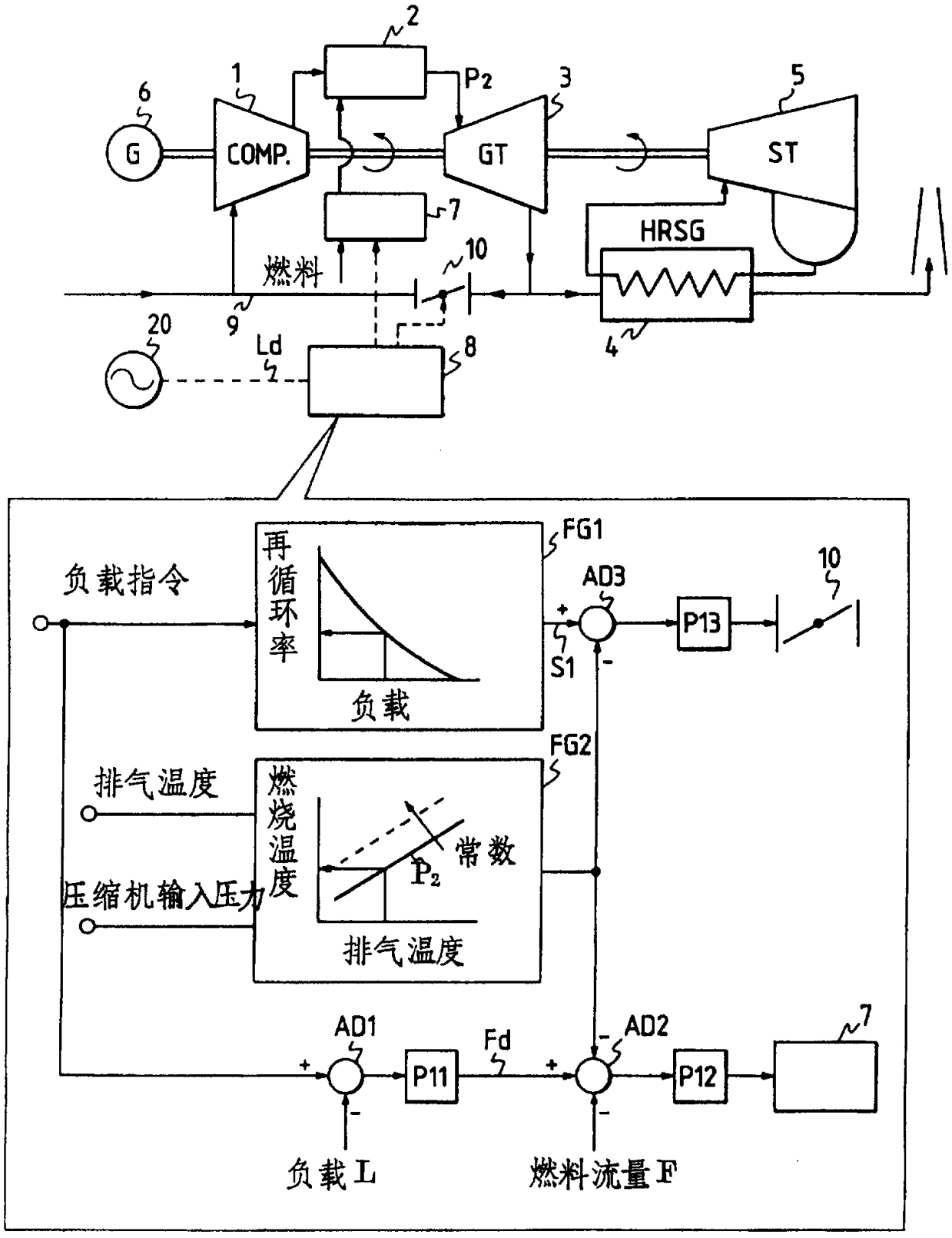

2
1
6
G
COMP.
P2
3
GT
5
ST
7
HRSG
燃料
10
9
20
Ld
8
4
FG1
负载指令
再循环率
负载
AD3
10
P13
S1
FG2
排气温度
燃烧温度
常数
P2
压缩机输入压力
排气温度
AD1
Fd
AD2
7
P11
P12
负载L
燃料流量F

图 2

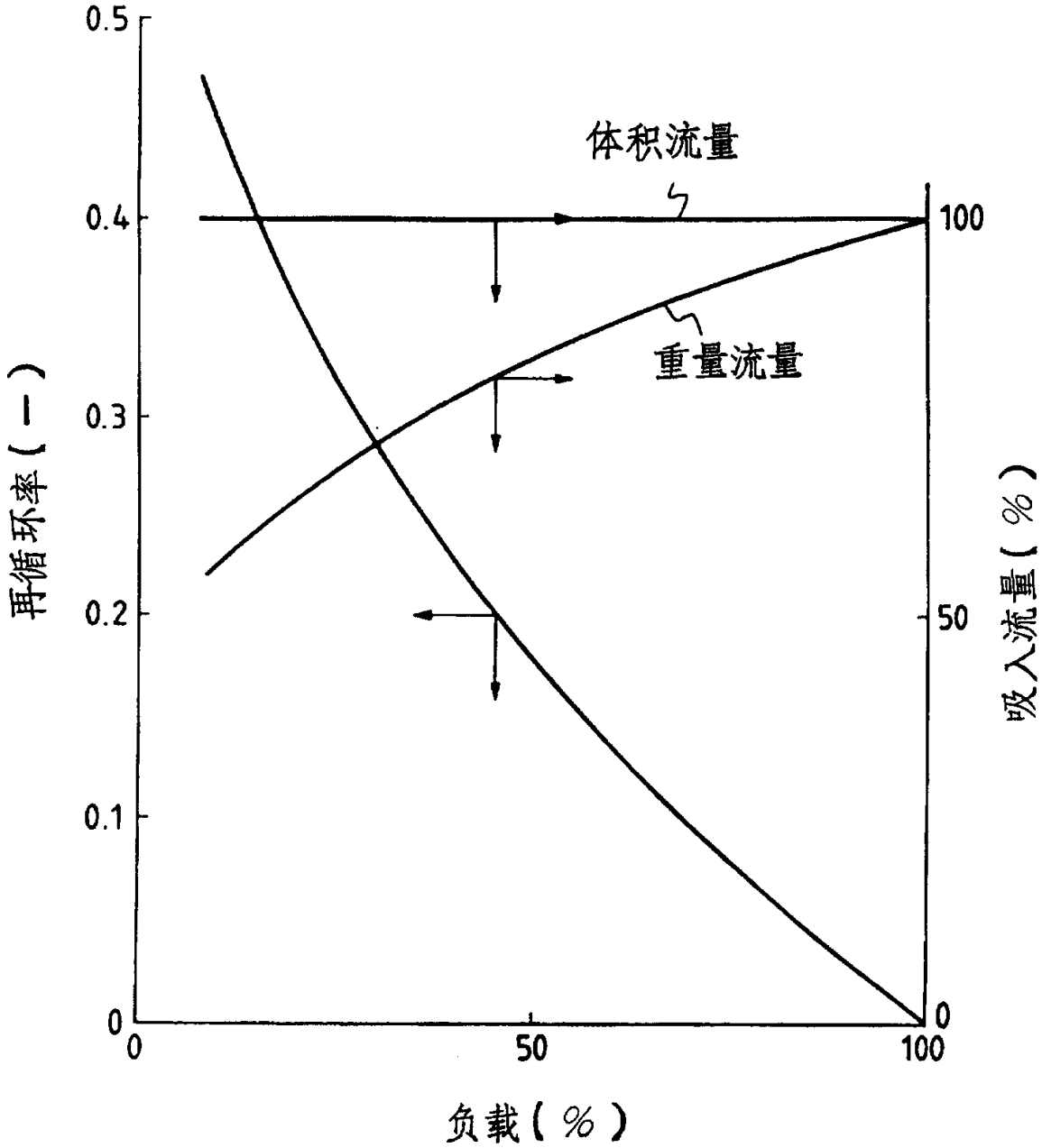


图 3

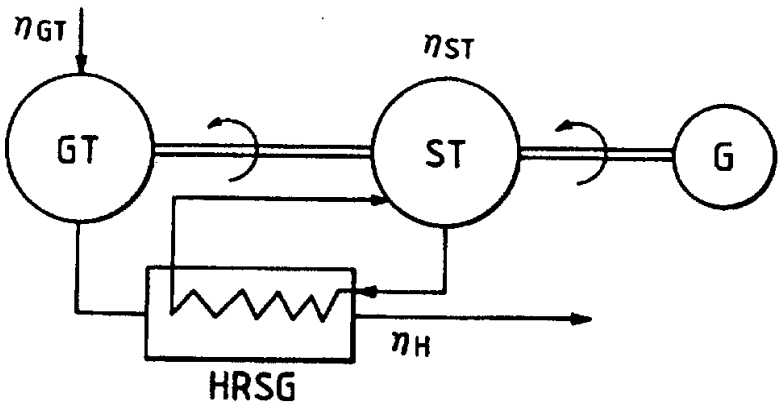


图 4

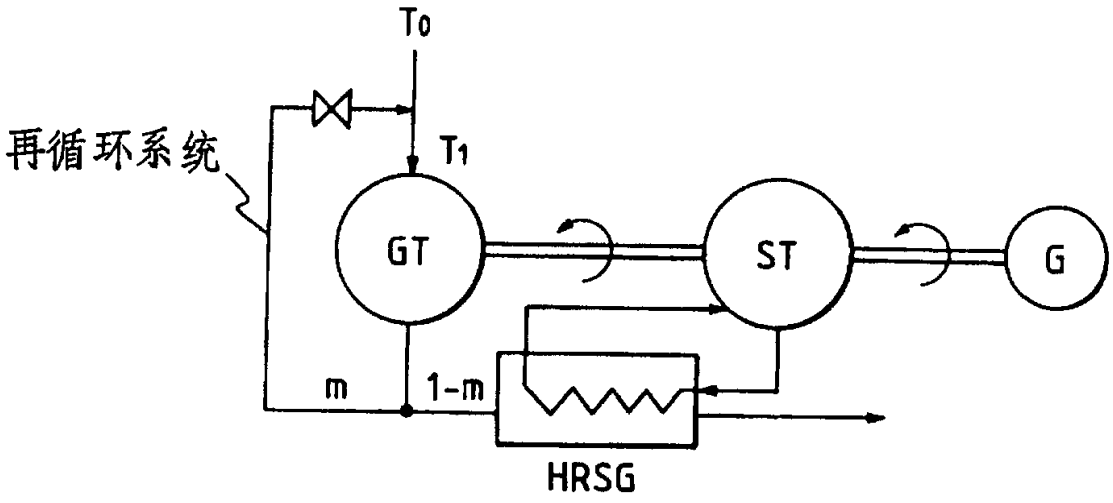


图 5

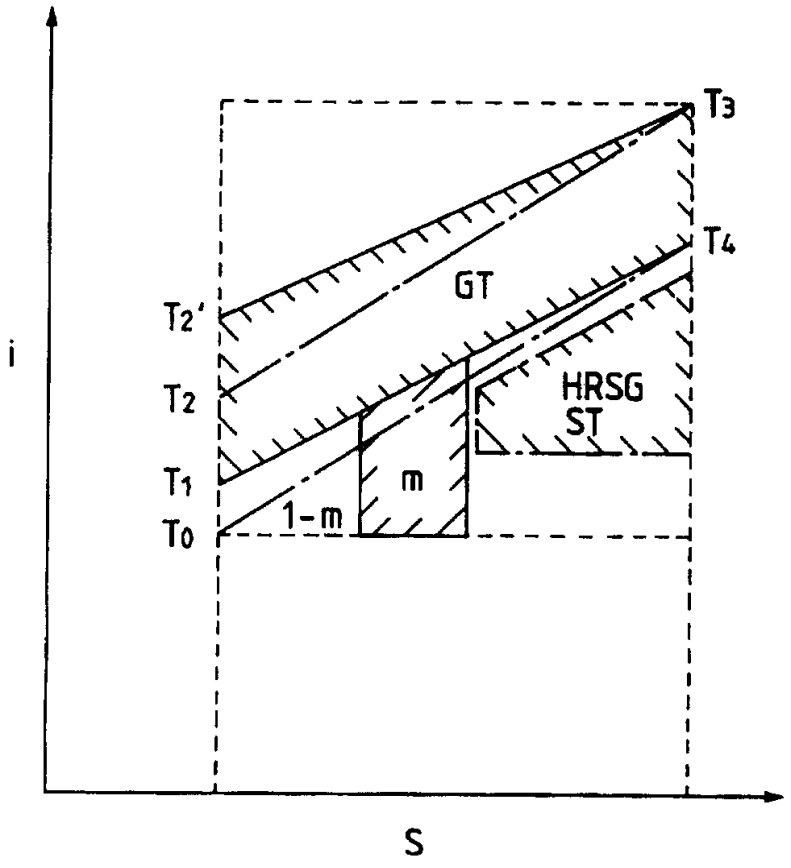


图 6

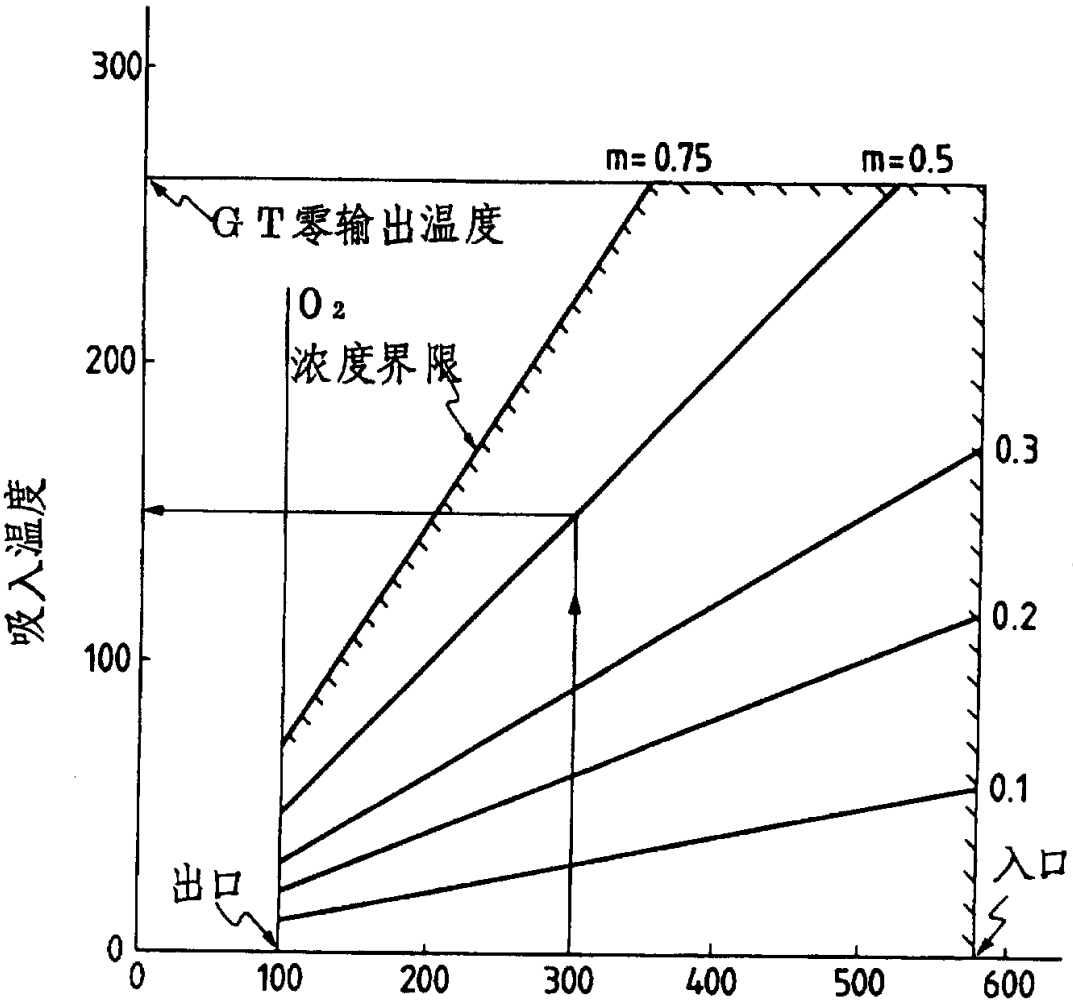

300
200
100
0
0
100
200
300
400
500
600
m=0.75
m=0.5
G T零输出温度
O 2
浓度界限
0.3
0.2
0.1
出口
入口
吸入温度
再循环气体温度

图7

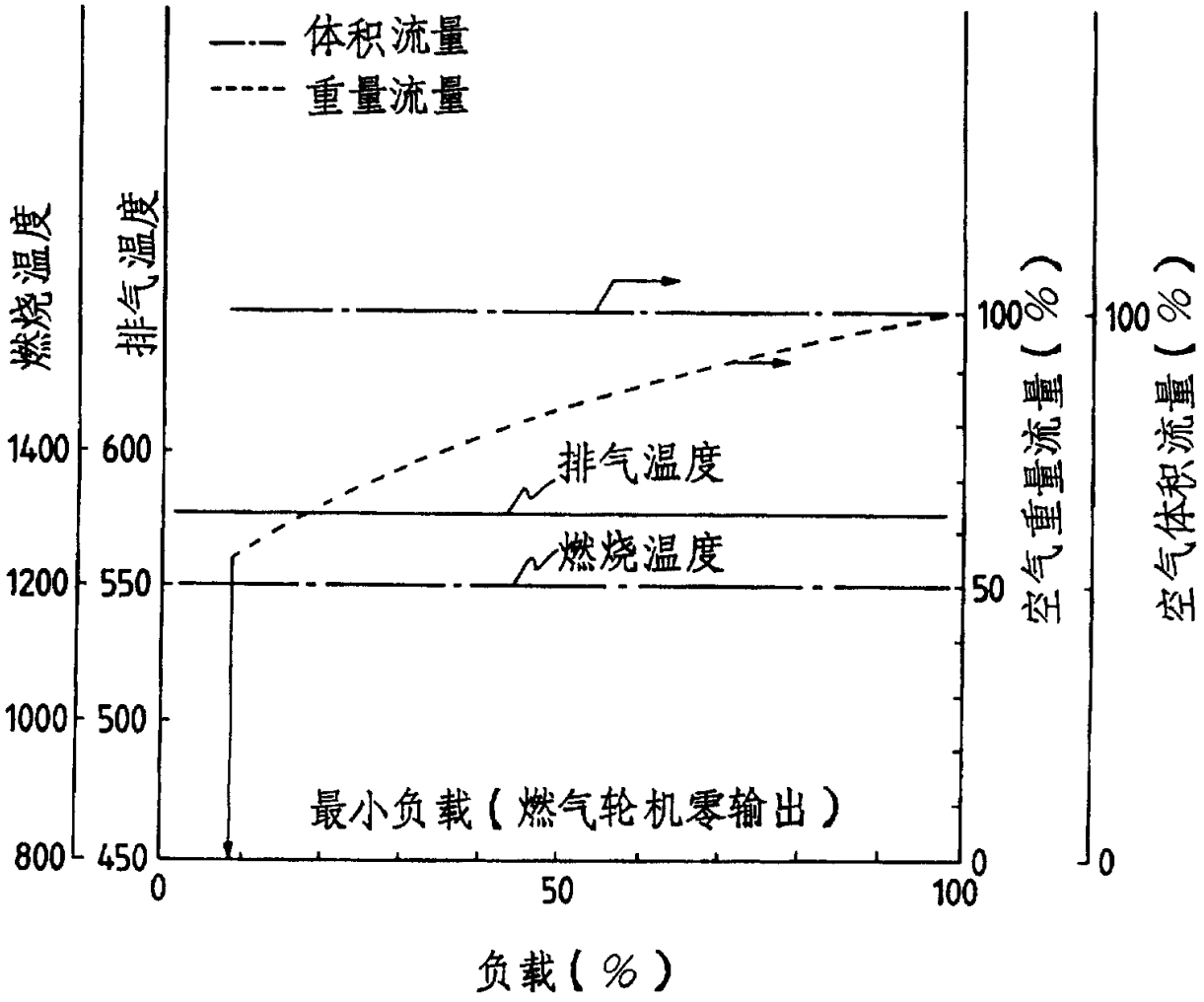

体积流量
重量流量
燃烧温度
排气温度
1400
1200
1000
800
600
550
500
450
排气温度
燃烧温度
最小负载（燃气轮机零输出）
100
50
0
空气重量流量（%）
空气体积流量（%）
负载（%）

图 8

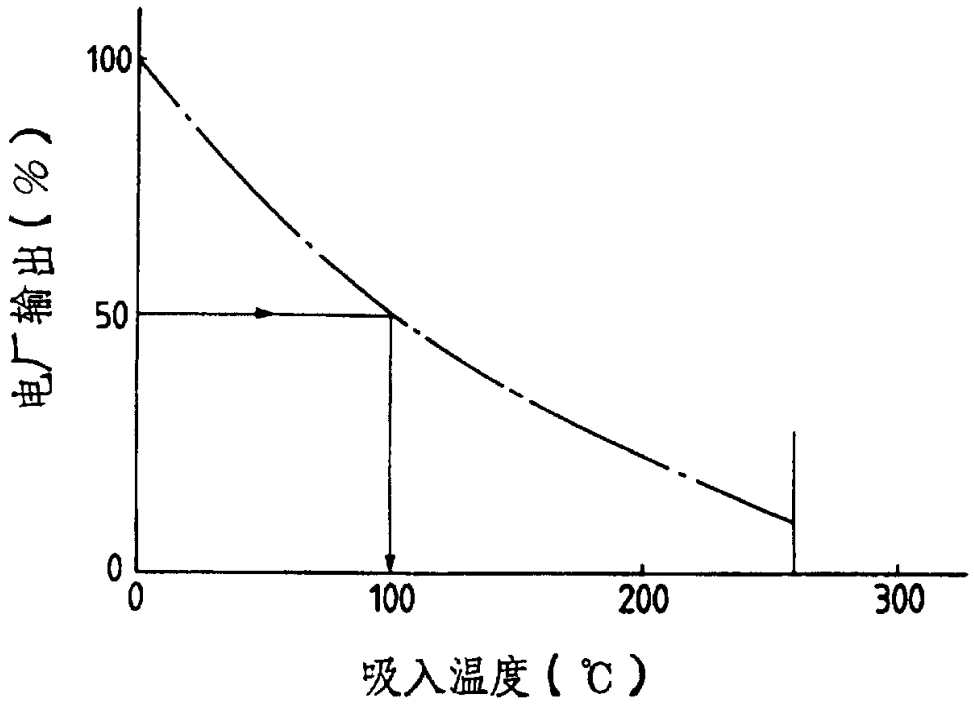

100
50
0
电厂输出（%）
0
100
200
300
吸入温度（℃）

图 9

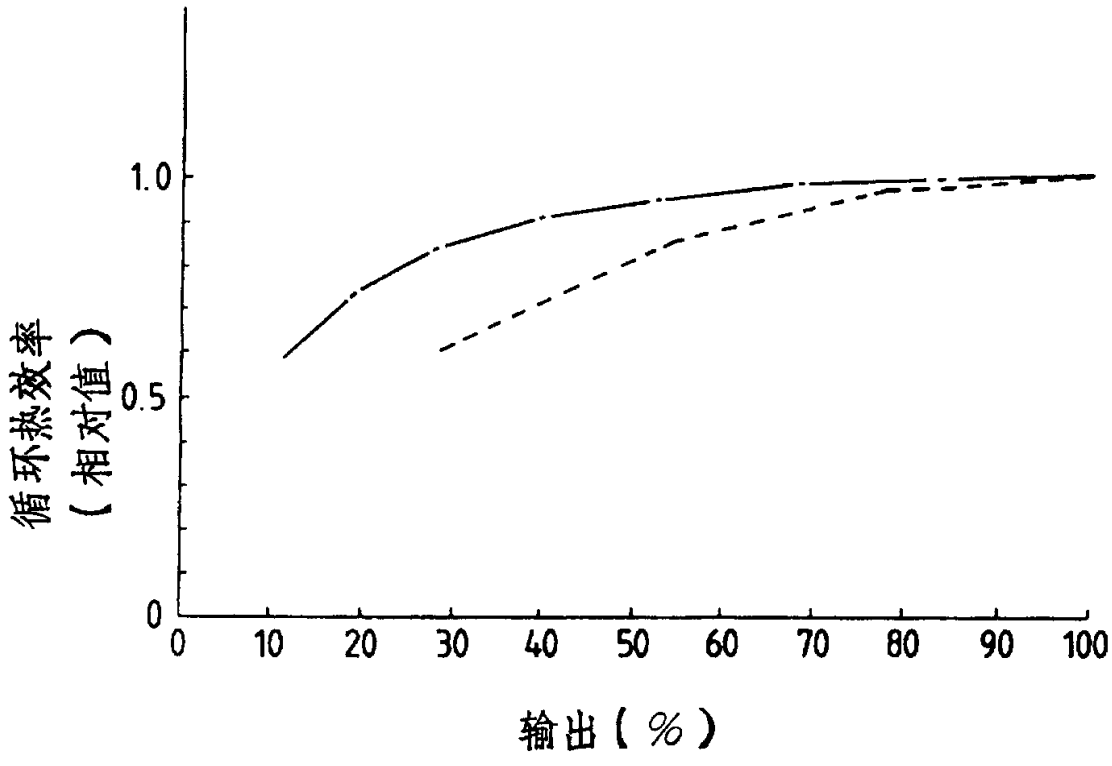

1.0
0.5
0
循环热效率
（相对值）
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
输出（%）

图１０

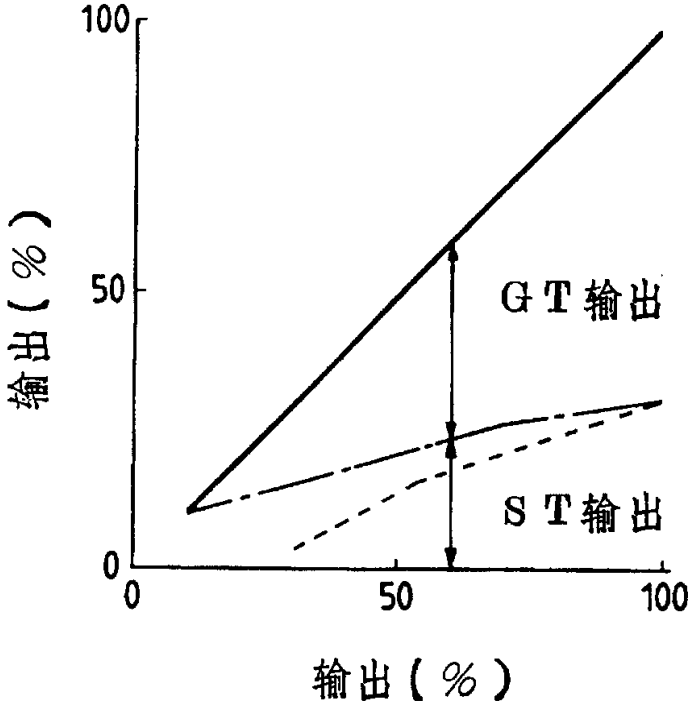

100
50
0
0
50
100
输出（％）
GT输出
ST输出
输出（％）

图１１

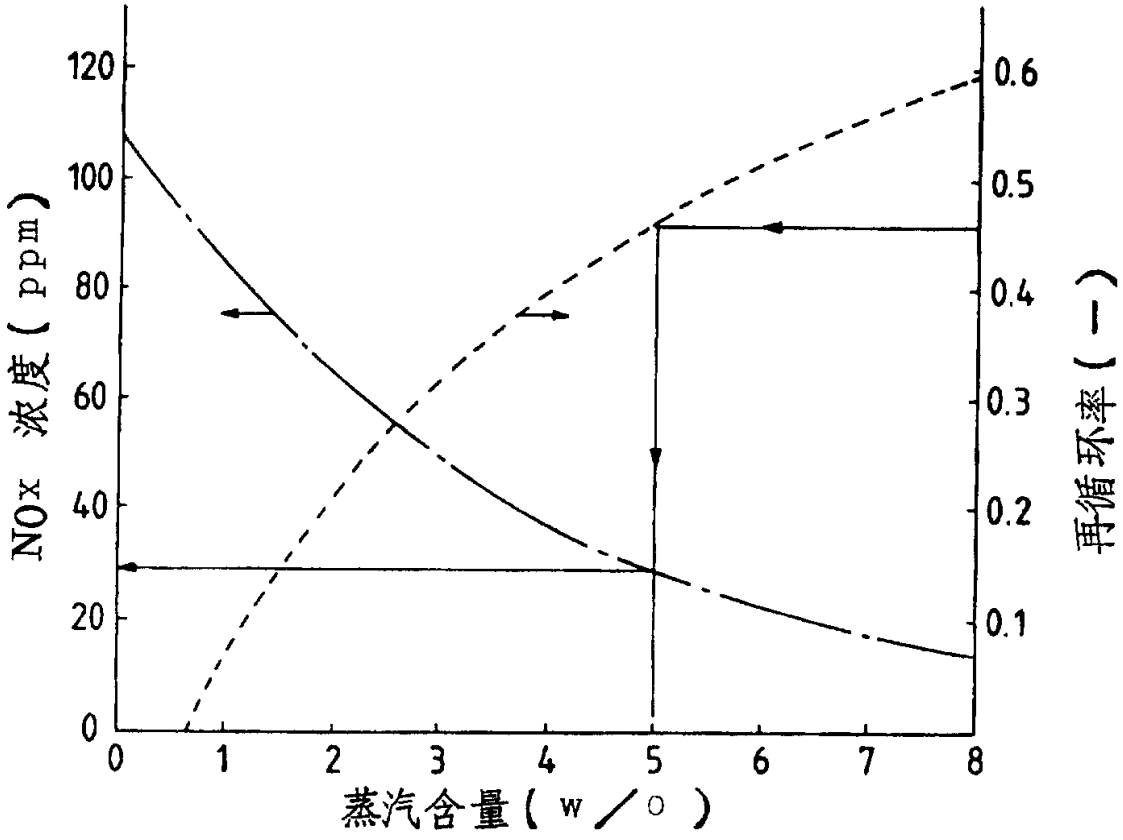

120
100
80
60
40
20
0
NOx 浓度（ppm）
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
再循环率（－）
0
1
2
3
4
5
6
7
8
蒸汽含量（w／o）

图 1 2 (a)

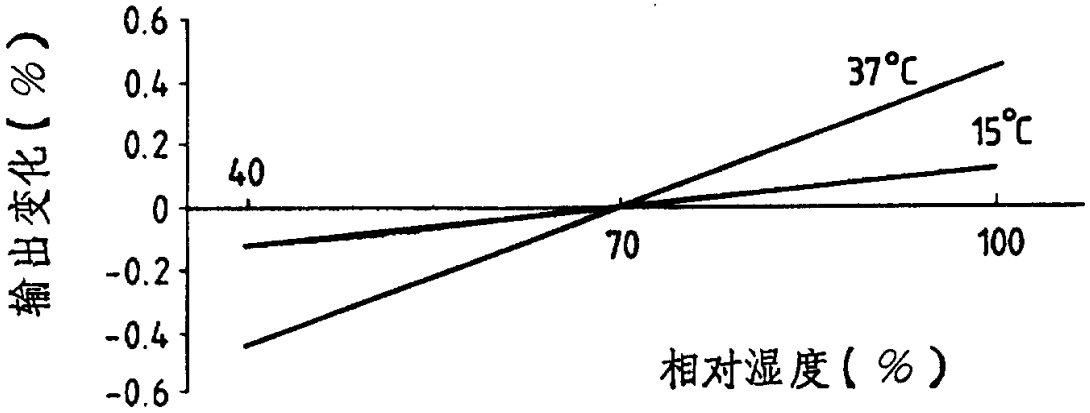

输出变化(%)
0.6
0.4
0.2
0
-0.2
-0.4
-0.6
40
70
100
37°C
15°C
相对湿度(%)

图 1 2 (b)

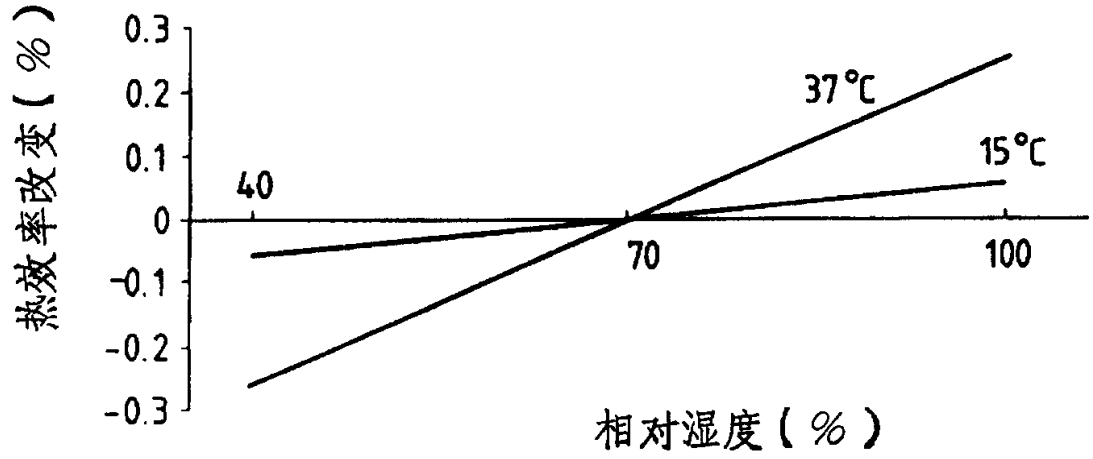

热效率改变(%)
0.3
0.2
0.1
0
-0.1
-0.2
-0.3
40
70
100
37°C
15°C
相对湿度(%)

图１３

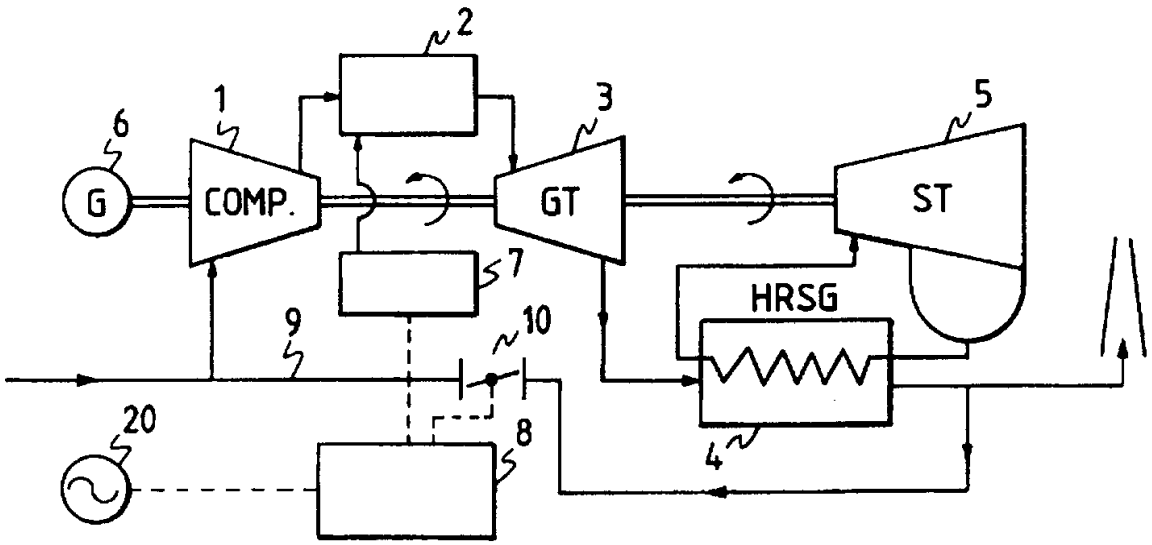

2
1
6
3
5
G
COMP.
GT
ST
7
HRSG
9
10
20
8
4

图１４

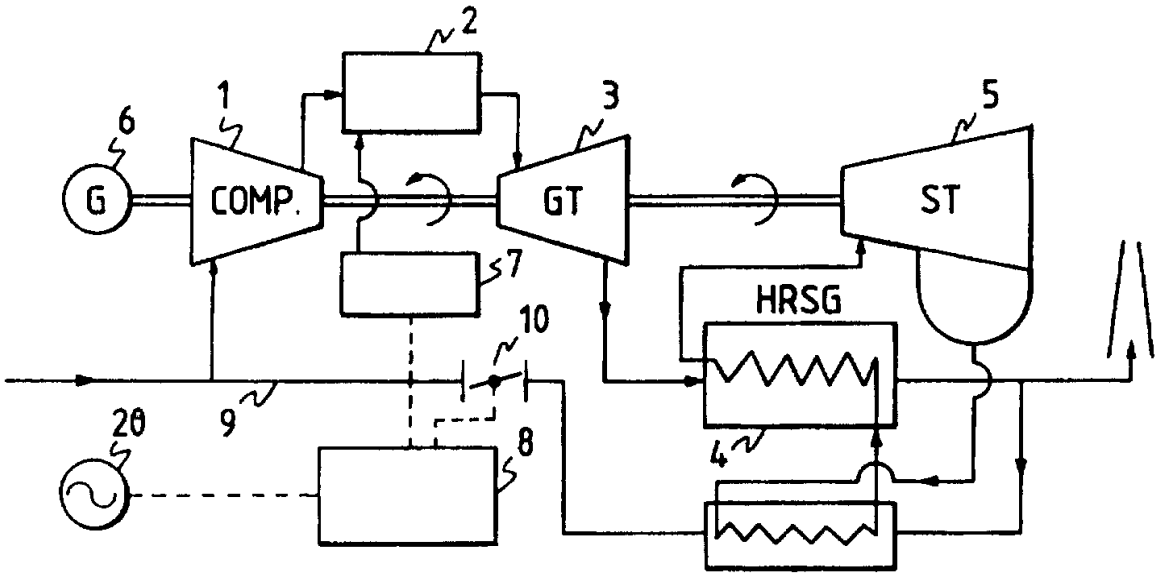

2
1
6
3
5
G
COMP.
GT
ST
7
HRSG
10
9
20
8
4

图１５

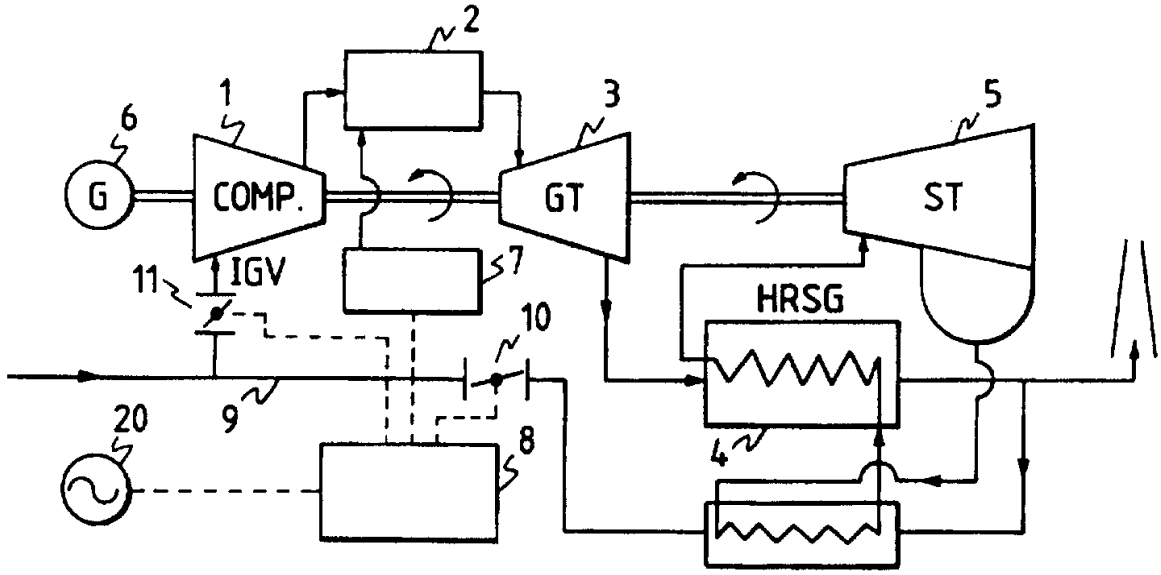

2
1
3
5
6
G
COMP.
GT
ST
IGV
11
7
HRSG
10
9
20
8
4

图１６

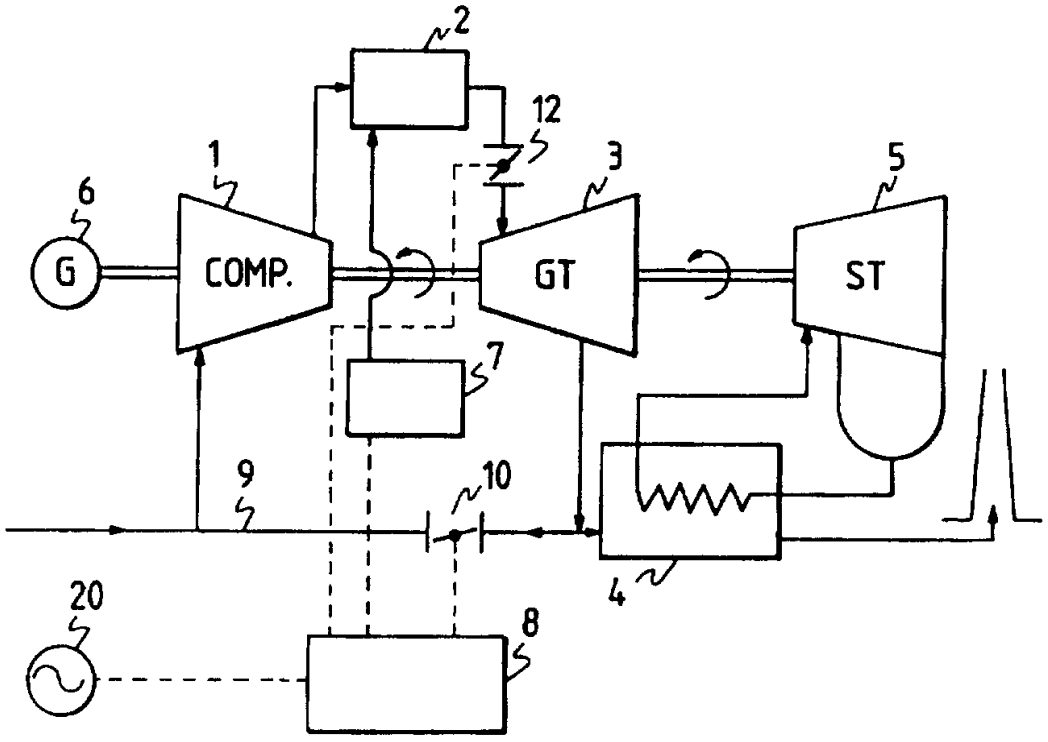

2
12
1
3
5
6
G
COMP.
GT
ST
7
9
10
4
20
8

图 1 7

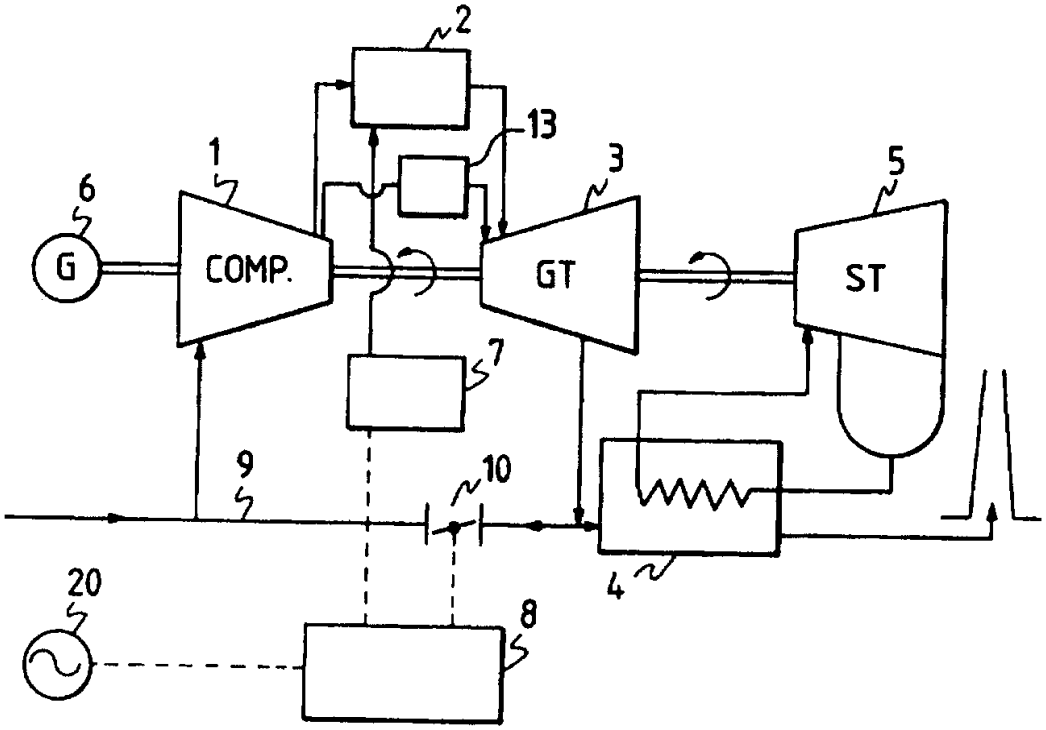


图 1 8

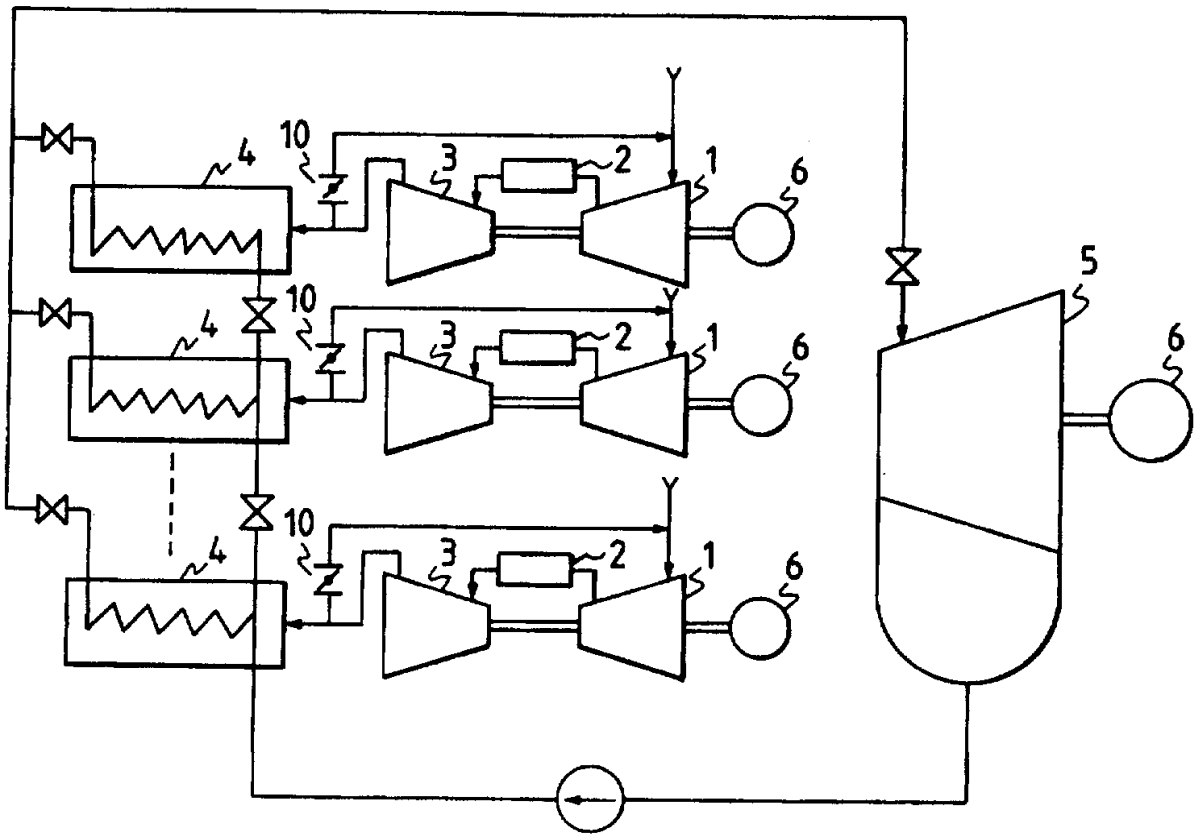


図１９

