

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F02C 1/00 (2006.01)

F02C 9/00 (2006.01)

E03B 7/10 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 00808727. X

[45] 授权公告日 2007 年 3 月 14 日

[11] 授权公告号 CN 1304740C

[22] 申请日 2000.6.9 [21] 申请号 00808727. X

[30] 优先权

[32] 1999. 6. 10 [33] US [31] 60/138,848

[32] 1999. 6. 22 [33] US [31] 60/139,894

[32] 1999. 9. 2 [33] US [31] 09/388,927

[32] 1999. 9. 3 [33] US [31] 60/152,277

[32] 1999. 10. 13 [33] US [31] 60/159,207

[32] 1999. 12. 30 [33] US [31] 09/475,154

[32] 2000. 4. 10 [33] US [31] 60/195,302

[86] 国际申请 PCT/US2000/015821 2000. 6. 9

[87] 国际公布 WO2001/000975 英 2001. 1. 4

[85] 进入国家阶段日期 2001. 12. 10

[73] 专利权人 涡轮动力输出控股有限责任公司

地址 美国华盛顿哥伦比亚特区

[72] 发明人 威廉·L·科普科

[56] 参考文献

US4027407A 1977. 6. 7

US3796045A 1974. 3. 12

US4702074A 1987. 10. 27

审查员 张 炜

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 刘兴鹏

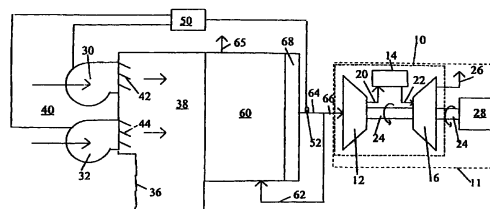
权利要求书 5 页 说明书 34 页 附图 18 页

[54] 发明名称

燃气轮机增压系统

[57] 摘要

一种用于燃气轮机发电站(11)的增压系统。系统包含一个增压扇(30, 32)和一个控制器(50), 控制器用于限制燃气轮机的功率输出, 以防止发电机(28)在低外界温度下过载。控制器可以通过燃烧器控制、进气温度控制、增压扇压力控制以及其他选择控制项目而限制功率输出。系统可以改装到已有燃气轮机上, 而不需要更换发电机和相关部件。



1. 一种增压式发电燃气轮机系统，上述系统包括：

一个燃气轮机子系统和一个发电机，上述燃气轮机子系统包括一个压缩机、一个燃烧器和一个燃气轮机，其中一股燃气轮机子系统进气流被上述压缩机压缩，被上述燃烧器加热，再膨胀流过上述燃气轮机，以导致上述燃气轮机旋转，从而使上述燃气轮机驱动上述发电机发出电能；

一个增压子系统，用以提高上述燃气轮机子系统进气流的压力，从而使得上述燃气轮机的功率输出以及上述发电机的电力输出可以增加；以及

一个系统控制器；

在夏季峰值条件下，上述增压子系统设计压力的上升与上述燃气轮机的功率输出相对应，而所述燃气轮机功率输出基本上与上述发电机的额定输出相匹配，上述系统控制器监测至少一个系统参数并且控制至少一个系统元件的操作，从而随着外界温度下降，使得在其他形态下会随外界温度降低而增加的燃气轮机功率输出不会超过与上述发电机的最大设计输出相对应的水准，

其特征在于，上述系统包括两个或多个并联布置的增压扇，上述增压扇对一个增压室加压，上述燃气轮机子系统进气流是从上述增压室中抽取的，上述增压室具有一个旁通气门，以使上述系统在上述燃气轮机子系统进气流未被增压扇增压的情况下能够运转。

2. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述增压子系统包括第一空气冷却器，其布置在上述至少一个增压扇与上述燃气轮机子系统之间，用于冷却上述燃气轮机子系统进气流。

3. 如权利要求 2 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述第一空气冷却器包括一个直接蒸发冷却器。

4. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，还包括一个发雾器，其安置在上述压缩机的入口的上游，用以引入精细的雾状水滴，以降低上述燃气轮机子系统进气流的温度。

5. 如权利要求 2 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统控制器以上述至少一个监测系统参数的函数的方式控制上述第一空气冷却器的操作。

6. 如权利要求 5 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述第一空气冷却器是一个直接蒸发冷却器，上述直接蒸发冷却器布置在一个回路中，上述回路包含一个泵和一个冷却塔。

7. 如权利要求 6 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述冷却塔是强制抽吸湿式塔。

8. 如权利要求 5 所述的增压式发电燃气轮机系统，还包括布置在上述至少一个增压扇上游的第二空气冷却器，其中上述系统控制器以上述至少一个监测系统参数的函数的方式控制上述第二空气冷却器的操作。

9. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统控制器监测外界气温。

10. 如权利要求 9 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统控制器以外界气温的函数的方式控制上述至少一个增压扇的操作。

11. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统控制器监测上述发电机的电力输出，并且以上述电力输出的函数的方式控制上述至少一个系统元件的操作。

12. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，一个再循环流动系统将压缩机排气流的一部分输送到上述燃气轮机子系统进气流中，而且上述系统控制器以上述至少一个监测系统参数的函数的方式控制上述再循环流动系统的操作。

13. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统控制器以上述至少一个监测系统参数的函数的方式控制上述燃烧器的操作。

14. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统还包括一个安置在上述压缩机上游的气流加热器，而且上述系统控制器以上述至少一个监测系统参数的函数的方式控制上述气流加热器的操作。

15. 如权利要求 14 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征

在于，上述系统控制器监测上述燃气轮机子系统进气流的温度，并且以上述温度的函数的方式控制上述气流加热器的操作。

16. 如权利要求 15 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述气流加热器包括第一热交换器，其用于使一股热交换流体从中循环通过，上述热交换流体循环通过第二热交换器，在此上述热交换流体从上述燃气轮机吸收热量。

17. 如权利要求 16 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述系统包括一个联合循环发电站，并且还包含一个辅助气流循环子系统，上述辅助气流循环子系统利用来自上述燃气轮机的废热产生附加的电能。

18. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，还包括用于改变上述增压子系统的输出压力的装置，其与上述控制器通信，由此使控制器降低上述增压子系统的输出压力，从而随着外界温度下降，使得在其他形态下会随外界温度降低而增加的燃气轮机功率输出不会超过与上述发电机的最大设计输出相对应的水准。

19. 如权利要求 18 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述用于改变输出压力的装置包括一个变速驱动器，其用于驱动上述至少一个增压扇。

20. 如权利要求 18 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述增压扇是变节距轴流式风扇。

21. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，其特征在于，上述燃气轮机子系统和上述发电机是预先存在的，而上述增压子系统和上述系统控制器是通过改装提供的。

22. 如权利要求 1 所述的增压式发电燃气轮机系统，还包括一个用于驱动上述增压扇的电机。

燃气轮机增压系统

本申请人对 1999 年 6 月 10 日提交的 No. 60/138,848、1999 年 6 月 22 日提交的 No. 60/139,894、1999 年 9 月 3 日提交的 No. 60/152,277、1999 年 10 月 13 日提交的 No. 60/159,207、2000 年 4 月 10 日提交的 No. 60/195,302 这些未决美国临时专利申请提出权利和利益的要求。本申请是 1999 年 9 月 2 日提交的未决专利申请 No. 09/388,927 部分继续申请。

发明的背景技术

发明的技术领域

本发明总体上涉及燃气轮机发电系统，特别是涉及一种用于在高外界温度下提高燃气轮机发电站功率的增压系统。具体地讲，该系统中使用了一个与控制器组合的增压扇，用于将进气加压输入到燃气轮机中，以与已有燃气轮机一起操作；增压扇优选与进气冷却系统组合。

现有技术的背景

很久以前人们就认识到，燃气轮机的功率随着进气温度的升高而降低；通常功率代价为每华氏度（°F）大约 0.4%，这种关系显示于图 1 中。这种特性对于用来发电的燃气轮机而言特别不利，因为电力需求的峰值通常出现在外界气温最高时。燃气轮机以及相关的发电机和电力分配系统通常是基于 40 至 50°F 的进气

温度而评估的。这样低定额的温度意味着，在夏天用电高峰状态下的燃气轮机功率会下降高达大约 20 至 40%，具体数值取决于结构设计、地区天气条件和特定燃气轮机的特性。

许多不同的方法用于冷却燃气轮机的进气，以降低或消除现有技术领域中公知的功率代价。这些方法的概述见于 1990 年 6 月 11—14 日在比利时布鲁塞尔召开的“燃气轮机和航空发动机会议和展览会 (Gas Turbine and Aeroengine Conference and Exposition)”中 Igor Ondryas 等提交的美国机械工程师协会 (ASME) 论文“利用进气速冷提高燃气轮机功率中的选择 (Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling)”中。各种替代性冷却系统包括直接或间接蒸发冷却、电动蒸汽压缩、吸收和热量储存系统。

在这么多替代性冷却系统中，现只看出直接蒸发冷却具有显著的工业应用性。直接蒸发冷却的优点是成本低和结构简单，但外界湿球温度限制了温度降低的可行性。在美国东部地区，直接蒸发冷却可以将进气温度降低 10 至 20°F，这取决于地区天气。在温暖干燥的天气下，例如在美国西南部地区，可以实现大量降温。虽然直接蒸发降温有一定作用，但仍然不能使燃气轮机以全额设计功率运行。在对燃气轮机进行了 50 年的深入研究和开发后，仍未研制出更好的对付高外界温的方法。

一种有趣但实际上无法使用的面向这些问题的方法描述于 R. W. Foster—Pegg 的 1965 年 ASME 论文“利用强制抽气风扇并通过蒸发式中间冷却为燃气轮机增压 (Supercharging of Gas Turbines by Forced Draft Fans with Evaporative Intercooling)”中。该文中描述了利用高压风扇提高燃气轮机的进气压力，并且组合使用位

于风扇下游的蒸发冷却器，从而形成一种提高燃气轮机功率的途径。这种方法在理论上具有很大的优点，但需要对发电机进行特殊的尺寸构造，因此限制了该方法在新式燃气轮机中的应用。此外，系统中为了实施控制而使用了带入口叶片的单一风扇，这会降低系统的效率。

Kolp 等在《燃气轮机和动力工程杂志 (Journal of Engineering for Gas Turbines and Power)》的 1995 年 7 月第 117 卷 p. 513—527 中的 ASME 论文“LM6000 燃气轮机入口的空气调节和增压的优点 (Advantages of Air Conditioning and Supercharging an LM6000 Gas Turbine Inlet)”中展示了系统增压和冷却的经济性问题。该文中显示，虽然蒸发冷却是非常有吸引力的，但由于对于简单循环而言回收期为 10 年以上，因此增压的经济性并不很有吸引力。增压在联合循环发电站中更有吸引力，但其经济性仍很勉强。该文中描述的增压系统实际上与 20 世纪 60 年代的那些相同，因此，尽管经过了几十年的燃气轮机研制，但增压方面并没有显著的进展。

现有技术中的一个严重问题是，增压装置需要增大相关发电机和其他辅助设备的尺寸。更换发电机和其他辅助设备的费用是如此之大，因而实际上排除了在已有发电站中的可行性。即使是在新的设施中，除非是在项目的最开始阶段，否则增压也不是一种实际可行的选择，因为发电机、电力分配系统和相关硬件的基本需求必须更改。如 Kolp 等在他们的论文中所陈述，“与增压相反，在添加蒸发冷却功能时，必须增大燃气轮机发电站设施的尺寸”。因此，传统的常识是，蒸发冷却可以添加到已有发电站中，但增压不是一种改装选择。

另一种控制燃气轮机功率的方法涉及一种变速压缩机。相关专利包含美国专利 No. 3,853,432 和 2,693,080。这些系统可以提供大范围的控制，并且通常用于飞行器用途。这些系统的主要问题是变速系统的成本和复杂性。相关问题是与这些系统中需要使用的大型传动机构有关的可靠性和维护问题。尚未看到这些系统大量用于发电用途中。

使用发雾方法冷却燃气轮机进气是现有技术中的另一相关方法。例如，请看 Meher-Homji 和 Mee 在 1999 年“第 28 届燃气轮机研讨会 (the 28th Turbomachinery Symposium)”中的论文“通过进气发雾提高燃气轮机功率 (Gas turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air)”。除了与冷却进气有关的益处之外，发雾还能够通过冷却压缩机内部空气而提高燃气轮机性能。这种中间冷却的效果是大约提高水的质量流功率 5%，水的质量流等于空气质量流的 1%。该文中显示出，发雾中间冷却还可以提高压缩机效率。

发雾方法的一个限制是压缩机所能够安全吸入的水雾量。过量的水可能引起燃气轮机压缩段的锈蚀、腐蚀或其他损伤问题。至少有一家燃气轮机制造商曾表达过对压缩机的影响的担心，并且在很多情况下不对其带发雾系统的燃气轮机作质量保证。虽然发雾方法相对于蒸发垫而言能够提供一些附加优点，但对压缩机性能的潜在负面作用的担心导致潮湿沿海气候条件下的许多燃气轮机的发雾功率效益被限制在大约 10% 或以下。

本发明概述

根据本发明的一个优选实施例，一种用于在高外界气温下提

高燃气轮机功率的系统包含至少一个用于对燃气轮机进气增压的增压扇和一个用于将燃气轮机最大功率限制在不需增压时的燃气轮机功率值的控制器。系统中优选包含一个用于降低燃气轮机进气温度的空气冷却器。本发明的系统可以添加在已有的燃气轮机上，或者设计成新的增压燃气轮机系统。

本发明的一个主要目的和优点是能够在夏季峰值气温条件下提高燃气轮机功率，同时又能够降低基于夏季峰值气温条件的系统的安装费用。本发明的相关目的是产生相对紧凑的系统，其不会过度复杂，并且不会产生令人无法接受的可靠性和维护问题。一个附加目的是产生一种增压器，其能够改装在已有燃气轮机上。根据本发明的另一个方面，一种用于燃气轮机的增压器包括安置在燃气轮机进气流中的风扇和发雾器。

附图简述

图 1 是燃气轮机功率与外界温度之间的关系的曲线图；

图 2A—2C 是本发明的一个优选实施例的示意图，其中包含一个空气冷却器，它位于一个用于为进入燃气轮机的空气增压的增压扇的下游；

图 3 中示出了本发明的另一个优选实施例，其中使用了一个间接蒸发冷却器；

图 4 中示出了本发明的一个替代性实施例，其中使用了一个轴流式风扇；

图 5 中示出了本发明的另一个替代性实施例，其中使用了一系列风扇；

图 6 是各种不同燃气轮机系统的随温度而变化的燃气轮机功率的比较曲线图；

图 7A 和 7B 是示意性压缩机分析图，以显示根据本发明的系统的操作原理；

图 8A 和 8B 是风扇曲线图，以显示多重风扇是如何用于改变燃气轮机进气压力的；

图 9 是作为燃气轮机进气温度的函数的最大增压的曲线图；

图 10 中示出了本发明的一个替代性实施例，其中压缩机输出热空气被反馈到压缩机进气流中，以调节燃气轮机性能；

图 11 中示出了本发明的一个替代性实施例，其中通过调节燃烧器输出而控制燃气轮机的输出；

图 12 中示出了本发明的一个替代性实施例，其中通过调节压缩机进气温度而控制燃气轮机的输出；

图 13 中示出了本发明的一个实施例，其中采用了一个联合循环（燃气轮机/汽轮机）发电站；

图 14 中示出了本发明的一个实施例，其中使用了一个冷却塔和一个冷却线圈，以冷却离开增压扇的空气；

图 15 是与本发明一起使用的高压管道装置的优选结构形式的透视图；

图 16A 和 16B 分别是如图 15 所示构造的管道装置的扩散器/流体加速器段的结构的端视图和剖视图；

图 17A 和 17B 是图 15、16A 和 16B 中所示的管道装置结构用在增压扇组件中时的透视图；

图 18 是本发明的另一个优选实施例的示意图，其中一个燃气轮机增压器包含位于燃气轮机进气流中的风扇和发雾器。

优选实施例详细描述

图 2A 中示出了本发明的一个优选实施例。一个燃气轮机发电站 11 包含一个燃气轮机系统 10 和一个发电机 28。燃气轮机系统 10 包含一个压缩机 12、一个燃烧器 14 和一个燃气轮机 16。燃气轮机 16 与压缩机 12 和发电机 28 共用一根轴 24。压缩机 12 接收压缩机进气流 18，并将其泵压到更高压力，以产生供应到燃烧器 14 的燃烧器压缩进气流 20。燃烧器 14 加热来自气流 20 的空气，并将产生的燃气轮机热进气流 22 供应到燃气轮机 16。燃气轮机 16 响应于接收到的燃气轮机热进气流 22 而旋转，从而旋转轴 24，后者又带动发电机 28 旋转而产生电能。排气流 26 从燃气轮机 16 中排出。排气流 26 可以直接进入大气中，或者，在联合循环发电站的情况下，可以进入蒸汽锅炉中，如后文中结合图 13 所作描述。

虽然图 2A 中为了解释本发明而描绘了一种简单的燃气轮机结构，但可以认识到，更复杂的结构（例如双柱塞结构）也可以采用，而不会改变本发明的操作原理。当然，燃气轮机通常包含过滤、控制器、安全装置等，如本领域的普通技术人员所公知，而且在解释本发明时，不必提供或需要这些元件的图示或详细解释。

进气流 18 如下所述地供应给压缩机 12。第一增压扇 30 和第二增压扇 32 抽吸外界空气 40，并将压缩空气供应给增压室 38。之后，空气流过用于冷却空气的空气冷却器 34，从而形成进入压

压缩机 12 的压缩机进气流 18。空气冷却器 34 优选为直接蒸发冷却器，其用于冷却和湿化气流。蒸发冷却器的可行结构实例是众所周知的。空气冷却器的其他替代物包括直接膨胀蒸发器、速冷水线圈或直接接触式热交换器、间接蒸发冷却器以及其他用于降低气流温度的装置。在速冷水线圈的情况下，冷水可以由蒸汽压缩式速冷器、吸收式速冷器供应，或者由天然冷水源例如地下水或者深湖或海洋下层水供应。在吸收式速冷器的情况下，来自燃气轮机排气的废热可以用作驱动速冷器的热源。空气冷却器优选在增压扇与燃气轮机之间安置在气流中，但也可以安置在增压扇上游。将空气冷却器安置在增压扇下游的优点是，它可以去除增压扇添加的任何热量。

一个旁通气门 36 用于在增压扇不运转时使空气能够进入增压室 38 中，而不必经过增压扇。第一增压扇 30 在其排出段具有一个相应的第一气门 42。同样，第二增压扇 32 在其排出段具有一个相应的第二气门 44。控制器 50 接收来自传感器 52 的输入控制信号，并且基于这个信号控制增压扇 30 和 32 的操作。可行的控制输入包括气流温度、压缩机排气压力、发电机输出功率和外界气温。控制器可以是简单的恒温开关；或者，它可以包含计算机（即微处理器）控制器或其他相关的电子元件，它们同样可以控制和检测燃气轮机性能。

气门 42 和 44 以及旁通气门 36 用作单向阀，以防止从燃气轮机流出反向气流。这些气门优选响应于横跨气门的压力梯度而打开，并在没有压力梯度时利用重力返回关闭位置。图 2B 和 2C 中示出了气门是如何响应于不同的风扇操作模式而操作的，如后文中更充分解释。

第一和第二增压扇 30 和 32 优选为皮带驱动的离心式风扇或直接驱动轴流式风扇。对于离心式风扇，优选的结构采用了向后倾斜的翼型扇叶，以使效率最大化。这种类型的风扇可以供应大约 60 英寸水压的设计静压，这样的压力基本上能够满足大多数商业应用中的需要值。电机—优选为三相感应电机—通常能够提供增压扇的驱动动力，尽管也可以采用发动机或机械式连接到燃气轮机本身上的装置等替代结构。

虽然图 2A-2C 中示出了两个增压扇，但也可以使用三个或更多的增压扇，甚至也可以使用单一的增压扇。多个增压扇可以实现风扇分级，从而递增式调节燃气轮机进气压力，而单一的增压扇不能提供这种控制选择。

优选的结构是，两个增压扇具有几乎相等的压力容量，但流量不同。前一增压扇具有较大流量并优选以固定的速度运转，以降低费用。后一增压扇具有可变流量，并且用于调节燃气轮机进气压力，如后文中更充分解释。变速驱动器，或者在轴流式风扇情况下的变节距扇叶，是用于调节增压扇气流的优选工具。入口叶片是另一种替代性结构，但由于效率相对较低而不优选采用。

图 3 中示出了一个替代性实施例，其中使用了一个间接蒸发冷却器，用于应付外界结露点温度。其结构与图 2 中的类似，只是一个间接蒸发冷却器 60 安置在增压室 38 与燃气轮机 10 之间。与前面的实施例类似，燃气轮机系统 10 和发电机 28 构成一个燃气轮机发电站 11。同样，燃气轮机系用 10 包含一个压缩机 12、一个燃烧器 14 和一个燃气轮机 16。间接蒸发冷却器 60 中使用了二级气流 62，该气流来自安置在间接蒸发冷却器 60 和与燃气轮机 10 之间的选择性定向蒸发冷却器 68 排出的主气流 64 的一部

分，以选择性地进一步冷却进入燃气轮机的空气。燃气轮机进气流 66 由主气流 64 的剩余部分构成，并且进入燃气轮机 10 中。来自二级气流 62 的空气在间接蒸发冷却器 60 内被来自增压室 38 的气流加热和湿化，并且作为排气流 65 排出。

图 4 中示出了一个替代性实施例，其中使用了一个电机驱动的轴流式增压扇。增压扇 116 包含一个用于驱动叶轮 102 的电机 100，叶轮和电机均容纳在壳体 106 中。电机 100 优选为三相感应电机，并且通过导线 110、112 和 114 经开关接触器 104 连接着公用输电线。当接触器 104 闭合后，电机 100 启动，从而驱动叶轮 102，以提高进入燃气轮机系统 10 中的排气流 108 的压力。当接触器 104 打开后，电机 100 断电，而叶轮只被气流 108 驱动，因而用作降低气流 108 压力的减压器。

接触器 104 可以是简单的手工操作装置，在这种情况下，操作者将判断何时燃气轮机功率超过适宜值，并且闭合开关以使增压扇运转。优选的结构包含一个恒温开关 109，其优选安置在与气流 108 接触处，用于控制接触器 104，并且在气流 108 的温度超过预定值时使增压扇 116 运转。恒温开关 109 因此而用于限制燃气轮机输出功率，并且因此而防止燃气轮机发电站 11 过载。

可以采用更为复杂的控制方法。例如，增压扇可以具有变节距叶片，它可以被一个用于探测压力和温度状态的控制装置调节并改变叶片节距，以使燃气轮机输出最大化。现在可以利用基于微处理器的系统而实现非常复杂的控制。可以添加机械式硬件，以提高性能。例如，可以利用一个旁通气门在增压器未运转时减小经过增压器的压降。可以添加一个直接蒸发冷却器或其他冷却装置，以降低燃气轮机进气温度。

图 4 所示系统的一个优点是低成本和简单性，这在小型燃气轮机中特别有益。需要对商业应用进行仔细评估，以确定最佳结构。虽然并不优选采用，但在特定的应用中，开关 104 可以取消。例如，如果燃气轮机从寒冷气候地区移至热带气候地区，则希望添加一个增压扇，其在燃气轮机运转时总是连续运转。（从根本上讲，增压扇用于调节燃气轮机的设计条件，以与更高的外界温度相匹配。）

另一种优选性较差的选择是直接从燃气轮机驱动增压扇。这种最简单的结构可以是使用了安装在燃气轮机上的轴的直接机械式连接装置。然而，通常这种结构需要采用减速齿轮，以使增压扇以远低于燃气轮机的速度运行。一个涡电流离合器或机械式离合器可以用于改变风扇速度。另一种选择可以是在制动器、发电机或其他反应器上使用差速传动机构，从而通过控制第二根轴的速度而降低风扇速度。这些结构难以（或者可能不能）改装到已有燃气轮机中，而且这种方法所需的传动机构和其他机械元件要求定期维护。因此，这种替代性实施例可能不如其他实施例可靠或理想。

图 5 中示出了另一个替代性实施例，其中使用了两个串联布置着的增压扇。第一增压扇 216 包含位于第一壳体 206 中的第一叶轮 202 和第一电机 200。第一风扇安置在引入压缩机 12 中的进气流 208 中。导线 210、212 和 214 经开关 204 将第一电机 200 连接到公用输电线。第二风扇 236 安置在第一风扇 216 上游。第二风扇包含位于第二壳体 226 中的第二叶轮 222 和第二电机 220。第二电机 220 通过开关 224 和导线 230、232 和 234 连接到公用输电线。

下面参照图 2A、2B 和 2C 描述本发明的系统的操作和益处，这些图中显示了利用两个并联布置的增压扇操作的系统。在图 2A 中，第一和第二增压扇 30 和 32 均运转，而旁通气门 36 关闭，以防止从燃气轮机回流。第一和第二气门 42 和 44 均打开，以使气流流过风扇。

图 2B 示出了第一增压扇 30 关闭而第二增压扇 32 接通时的操作。旁通气门 36 也是关闭的。第二气门 44 保持打开，而第一气门 42 关闭。在图 2C 中，两个增压扇 30 和 32 均关闭，而它们的相应气门 42 和 44 也关闭。旁通气门 36 打开，以使空气从增压扇 30 和 32 旁边通过。

图 6 中示出了这种系统的益处。这个曲线图是基于公开了的燃气轮机性能数据而作的。不带任何增压或进气冷却的基本系统在外界温度为 40°F 时具有峰值电能输出，在更高外界气温下其性能迅速下降。图中显示出，本发明的功率是基本上平坦的，而传统系统则在高外界气温下迅速下降。基本系统是单循环燃气轮机，其在 40°F 以下提供的最大输出电能为 100 MW，但在更高外界温度下其功率要低得多。本发明也具有相同的 100 MW 功率，但在高外界温度下仍保持较高。

更大基本系统和带蒸发冷却器的更大基本系统是单循环燃气轮机，它们被设计得在高外界温度下与本发明相当。更大基本系统也可以是取自现有技术中的增压燃气轮机。带蒸发冷却器的更大基本系统的优点是可以通过蒸发冷却获得低进气温度，以减小具有高外界温度下的给定功率的燃气轮机所需的尺寸。带蒸发冷却器的更大基本系统的性能也类似于自现有技术中的增压燃气轮机。

传统的蒸发进气冷却有助于提高燃气轮机在高外界温度下的性能，而不必增加 40°F 时的最大输出电能。包含一个蒸发冷却器的传统增压器还会在所有外界温度下提高燃气轮机输出功率，这在低外界温度下会导致燃气轮机功率出现不良过载。

本发明限制了燃气轮机的输出，以便在高外界温度下获得增压带来的利益，同时又防止发电站在低外界温度下过载。这种新的特点导致电力输出在不同外界温度下变化很小。

表 1 中示出了本发明的增压器与传统系统的费用比较（取自 Kolp 等的文献）。这个表中示出，添加新增压器的费用低于新增带峰值燃气轮机的功率所需费用的一半。在向系统中添加带有增压冷却器的增压器的情况下，每 kW 的费用增量为大约\$300，而新增带峰值燃气轮机发电站的费用为\$700 每 kW。蒸发冷却器和增压器的组合可以在夏季峰值条件下提高燃气轮机功率 30% 以上。本发明的控制方法消除了对更大发电机和相关硬件的需要，因为燃气轮机在低外界温度下的峰值功率输出是不变的。这种分析表明，本发明在新的设施中具有明显的优势。在改装情况下，添加传统增压器的费用至少要大一个量级，这是因为需要更换发电机和相关设备，以应付低外界温度条件下增大的输出功率。

表 1：费用比较

	费用增量	峰值 kW	峰值 kW 增量	每 kW 费 用增量
带峰值燃气轮机:				
基本系统	\$21,260,400	30,372	30,372	\$700
添加蒸发冷却器	\$220,000	36,180	5,808	\$38
添加增压器	\$1,386,000	40,749	4,569	\$303

添加更大发电机等	\$580,550	40,749	0	无限大
联合循环发电站:				
基本系统	\$38,885,400	38,885	38,885	\$1,000
添加蒸发冷却器	\$220,000	47,415	8,530	\$26
添加增压器	\$1,386,000	53,183	5,768	\$240
添加更大发电机等	\$1,796,238	53,183	0	无限大

表 2 中示出了是如何通过添加增压扇而提高发电站性能的。对于表中的实例，一个增压扇可以使燃气轮机的输出功率提高 4 MW 以上，而只消耗 1.24 MW 的电能。结果是提高电能净输出 2.8 MW。这种简单分析表明，增压扇可以显著提高燃气轮机的峰值电能输出。

表 2：100 MW 发电站的电能比较

	基本系统	只带 冷却器	只带辅助 风扇	带辅助风扇 和冷却器
进气静压变化 (英寸水压)	0	-0.5	10	9.5
进气温度°F	95	77	99.9	78.7
温度变化对燃气轮机输出功率的影响 (MW)	0	7.20	-1.96	6.5
静压对燃气轮机输出功率的影响	0	-0.30	6.00	5.70
辅助风扇功率 (MW)	0	0.00	-1.24	-1.24
燃气轮机输出功率 净变化 (MW)	0	6.90	2.80	10.96

(假定：8 CFM/kW，95°F 干球，75°F 湿球，80% 风扇效率，

95% 风扇电机效率，0.4% 的 kW/°F 变化，0.6% 的 kW/英寸水压变化，90% 的冷却效率。)

这个表中示出，增压扇与同步动作的蒸发冷却器的组合可以显著提高燃气轮机电能输出。如前所述，向不带冷却机构的燃气轮机添加增压扇可以提高电能输出 2.80 MW。另一方面，向带有直接蒸发冷却器的燃气轮机添加相同的风扇可以提高 4.06 MW 的功率。因此增压扇在带冷却器时的增加值比不带冷却器时的几乎高 50%。这种分析表明，组合系统的效果比单个部分的总和要大，因此特别理想。

表 2 中显示出，仅在 10 英寸的静压下就可通过增压扇获得显著的功率提高。在更高静压下，可以利用增压扇获得更大的功率提高。在许多设施中，最佳增压可能要超过 60 英寸的静压。

图 7A 和 7B 是通过本发明可以获得的燃气轮机功率提高分析图。竖直轴线是燃气轮机压力比，即燃气轮机进气压力除以大气压。水平轴线是质量流参数，它由下面的公式给出：

$$\text{质量流参数} = \frac{m\sqrt{\theta}}{\delta}$$

其中：

m 是燃气轮机质量流率，

δ 是压缩机进气压力除以标准大气压，

θ 是压缩机进气绝对温度除以设计绝对温度。

压力比是压缩机排气压力除以大气压。为了进行这种分析，燃烧器压降和其他次要因素的作用与压缩机和燃气轮机性能组合在一起。(各种成分相匹配的背景知识见于 Blathe 的《燃气轮机

基础 (Fundamentals of Gas Turbines)》第 10 章。)

压缩机曲线 300 显示了压缩机在设计条件下的性能, 而压缩机曲线 301 显示了峰值进气温度下的性能。燃气轮机曲线 302 显示了燃气轮机在设计条件下的性能, 而燃气轮机曲线 303 表示峰值进气温度下的燃气轮机性能。压缩机曲线 300 和燃气轮机曲线 302 的交点确定出设计操作点 304。压缩机曲线 301 和燃气轮机曲线 303 的交点是峰值进气温度下的操作点 305。操作曲线 306 显示了不同进气温度下的各个燃气轮机可行操作点。波动线 307 是压缩机稳定操作的极限。

在操作点 305, 燃气轮机功率相对于设计操作点 304 显著降低。更高的进气温度将增大空气的音速, 从而减小压缩机的马赫数, 并将压缩机曲线移向图中的左侧。此外, 更高的温度将减小空气密度, 从而进一步降低质量流率。这些变化将导致压缩机压力比和质量流率降低, 从而减小了可供驱动燃气轮机的能量。冷却空气可以恢复燃气轮机功率。

图 7B 中示出了新系统是如何提高峰值外界温度下的燃气轮机功率的。将进入压缩机的空气压缩可以增大燃气轮机压力比和压缩机进气温度, 从而产生压缩机曲线 310。新的燃气轮机曲线 312 反映出略高的温度。燃气轮机曲线 312 和压缩机曲线 310 的交点确定出操作点 314。这个操作点对应于带有一个增压扇而没有进气冷却时的操作。操作曲线 318 显示了不同操作压力下的各个可行操作状态。高压空气的一个附加益处是提高了空气密度, 这进一步促进了功率的提高。

另一条压缩机曲线 316 和燃气轮机曲线 320 对应于可以利用

蒸发冷却器获得的更低压缩机进气温度。压缩机曲线 316 和燃气轮机曲线 320 的交点处的操作点 322 对应于带有一个增压扇和进气冷却装置时的操作条件。这种分析表明，通过进气冷却和增压的组合，可以接近燃气轮机的初始设计功率。燃气轮机功率的最终极限取决于可被燃气轮机、发电机等接受的操作压力和电能输出。这些因素通常可以防止增压扇和进气冷却装置产生比燃气轮机设计功率输出显著更高的燃气轮机功率输出。

图 8A 中描绘了风扇曲线，以显示并联增压扇是如何一起工作以产生燃气轮机进气压力范围的。对于并联操作，跨越两个风扇的压力相等，而且气流汇合在一起。前一风扇曲线 350 表示前一风扇的性能。由于流过燃气轮机的气流的进气压力只略微变化，因此燃气轮机曲线 356 是近乎垂直的。操作点 358 位于前一风扇曲线 350 和燃气轮机曲线 356 的交点。该操作点 358 对应于一个风扇运转时的操作。

后一风扇第一曲线 352 对应于后一风扇满速运转时的性能。风扇曲线 364 对应于两个风扇一起运转时的性能。风扇曲线 364 与燃气轮机曲线的交点是操作点 366，其对应于两个风扇一起运转时的操作点。后一风扇第二曲线 354 对应于低速时的风扇性能，而风扇曲线 360 对应于两个风扇一起运转时的性能。操作点 362 表示两个风扇一起运转而且后一风扇以低速运转时的操作条件。

图 8B 中示出了两个类似风扇串联时的操作。风扇曲线 372 对应于只有一个风扇运转时的操作。风扇曲线和燃气轮机曲线 370 的交点表示一个风扇运转时的操作点。风扇曲线 374 对应于两个风扇运转时的操作。操作点 376 表示两个风扇运转时的燃气轮机操作。

图 9 中示出了可以用于控制增压器的最大增压与进气温度之间的一种简单关系。控制器可以利用进入压缩机的空气温度调节增压器压力。其结果是一种用于实现最大燃气轮机性能的非常简单的控制系统。这种方法可以非常实用地控制处于改装状态下的增压器，因为它只需要对燃气轮机发电站的已有控制装置作很小改变或不需改变。

更为复杂的控制和操作也落在本发明的范围内。例如，另一个优选实施例显示于图 10 中，其具有一个环绕着压缩机的再循环系统，用以控制燃气轮机发电站 421 的功率。燃气轮机发电站包括一个燃气轮机系统 432 和一个发电机 426。燃气轮机系统 432 包含燃烧器 422、压缩机 420 和燃气轮机 424，后面两个装置共享一根公共轴 430。压缩机进气流 440 进入压缩机 420 中并且被压缩而形成燃烧器进气流 442。燃烧器 422 加热气流 442，以形成燃烧器排气流/燃气轮机进气流 444，该气流进入燃气轮机 424 中。燃气轮机 424 从气流中吸取能量，而气流作为排气 446 排出。燃气轮机发电站还包含结构件、轴承、控制器和其他元件，它们是本技术领域中公知的，因此不再显示出来。燃气轮机发电站还可以包含一个底部气流循环系统或多轴结构。

燃气轮机 424 驱动压缩机 420 和发电机 426，后者也享用轴 430。发电机通过导线 436 并且经过一个变压器 428 向公用电网输送电能。

增压扇 423 压缩风扇进气流 453，以形成进入第一蒸发冷却器 425 的高压气流 455。第一蒸发冷却器 425 包含一个泵 437 和一个蒸发垫 435。第一蒸发冷却器 425 冷却高压气流 455，以形成压缩机进气流 440。

增压扇供应 60 英寸水压量级的静压，并且优选为离心式风扇或轴流式风扇。高压气流 455 和压缩机进气流 440 被限定在能够承受这种高压的管道中；后文中将参照图 15、16A、16B、17A 和 17B 描述优选的管道结构。

第二蒸发冷却器 470 设在增压扇 423 的上游。该蒸发冷却器包含一个蒸发垫 434 和一个泵 436，后者用于将水循环通过蒸发垫，以产生一个湿表面，从而在外界气流 451 以风扇进气流 453 的形式供应到增压扇 423 之前通过蒸发作用而冷却外界气流。每个蒸发冷却器可以分别包含一个水箱，其带有一个用于控制水位的浮阀和一个用于泄漏一小部分循环水以防止盐分积累的装置。

各式各样的蒸发冷却器可以从很多制造商那里购买到，因此不再描述冷却器的结构。此外，虽然示出了直接蒸发冷却器，但也可以采用间接蒸发冷却器或间接一直接蒸发冷却器。

本发明的一个关键特点是，可以构造增压燃气轮机和发电机以及相关设备的相对尺寸。具体地讲，发电机和增压燃气轮机的尺寸被这样构造，即发电机在夏季峰值条件下以接近满功率运转。（与此相反，根据现有技术中的结构，发电机和辅助设备基于冬季条件下的满增压输出功率而构造尺寸，此时的进气温度通常为 40°F 或以下，而性能随着外界温度升高而从满输出功率下降）。因此，本发明包含用于在低外界温度下控制燃气轮机功率的装置，以防止发电机过载。

优选的结构是，一个控制器 460 接收来自用于探测发电机电流的电流传感器 462 的电流信号 468。控制器 460 中优选包含燃气轮机的额定功率和安全功能，但也可以是一个独立运行的控制

器。电流传感器优选为变流器，在这种情况下，信号采用交流电流的形式。其他可行的传感器可以用来提供电压、光学或射频输出信号，或者其他类型的输出信号。

控制器 460 向气门 450 提供气门控制信号 464，以控制热气流 452 的流动，该气流从燃烧器进气流 442 中抽出并循环通过气门 450 而到达压缩机入口。控制器 460 还分别向泵 436 和 437 提供泵控制信号 466 和 467，并向增压扇 423 提供风扇控制信号 465。本实施例中的风扇和泵的控制可以是简单的开关控制，当然也可以采用带有变速驱动器、进气叶片或变节距叶片的可变控制。

由于系统的尺寸被构造，以便在夏季峰值气温下提供最大燃气轮机/发电机性能，因此，随着温度下降和燃气轮机输出功率增加，发电机的输出功率将升高并超过最大设计输出功率。所以，随着外界气温降低，电流传感器 462 将探测到相应的高发电机电流信号 468，并将这个信号传输给控制器 460。控制器首先作出反应，以停止泵 436，从而关闭第二蒸发冷却器 470，并且使风扇进气流 453 达到外界干球温度。如果外界温度继续下降，则优选的控制反应被启动，以打开气门 450，从而使热空气 452 从压缩机出口流出而与压缩机进气流 440 混合。随着外界气温进一步降低，气门将张开得更大，以将发电机电流限制在夏季峰值性能下产生的电流。

如果外界温度进一步降低，则控制器 460 发出风扇控制信号 465 和泵控制信号 467，以关闭第一蒸发冷却器 425 的增压扇 423 和泵 437；这些信号将导致完全终止增压。之后，控制器 460 可以发出气门控制信号 464，以关闭气门 450。

根据本发明的燃气轮机系统的另一个替代性优选实施例显示于图 11 中。与图 10 中所示的实施例类似，一个控制器 474 接收来自用于探测发电机电流的电流传感器 462 的电流信号 468，而且控制器 474 响应于这个信号而向泵 436 提供泵控制信号 466。然而，控制器 474 不是通过调节气门而将热压缩机输出空气供应回压缩机入口中，而是向燃烧器 422 提供燃烧器控制信号 472，以调节燃烧器输出，并因此而调节燃气轮机输出。优选采用的是，燃气轮机的额定操作和安全控制功能被集成在控制器 474 中，但控制器也可以是一个独立运行的控制器。

图 11 所示实施例中使用的控制方法与图 10 所示实施例中使用的类似。随着外界温度降低并最终引起发电机输出电流升高，控制器 474 作出反应而停止泵 436，以关闭第二蒸发冷却器 470。如果发电机电流仍高于夏季峰值设计输出电流，则控制器 474 作出反应而调节燃烧器控制信号 472，以降低燃烧器 422 的输出。在更低的外界温度下，控制器将同时关闭增压扇 423 和第一蒸发冷却器 425，以使发电站在没有任何增压的情况下运转。

图 12 中示出了本发明的另一个替代性实施例，其中燃气轮机输出是利用一个加热器调节压缩机进气温度而控制的。控制器 484 接收来自安置在压缩机进气流 440 中的温度传感器 488 的温度信号 490。控制器 484 向一个安置在压缩机入口上游的加热器 480 提供加热器控制信号 482，而加热器向压缩机 420 供应热气流 486。（虽然加热器的优选位置为蒸发冷却器的上游，但如果加热器由可以承受相对高湿度而又不会被过度腐蚀的材料制成，则加热器也可以安置在蒸发加热器 470 与压缩机 420 之间。）

加热器的实施有多种选择。一种简单的选择是使用燃气燃烧

器。第二种选择是使用带单独的液体—空气热交换器的锅炉。第三种选择是使用从燃气轮机排气 446 回收热量的热交换器。(这种选择能够提供最佳效率,并因此而在安装费用不超标时优选采用。)电加热器是第四种选择,尽管它们因效率低而不优选采用。最后,将一部分排气 446 吹入压缩机进气流 440 中是低成本的第五种选择,但它们可能导致压缩机 420 或其他元件中出现腐蚀问题。不论采用哪种特定类型,加热器均应能够调节其输出,以将热气流 486 保持在基本恒定的温度。

图 12 所示实施例中采用的控制方法是保持增压扇进气流 453 的最低温度。因此,随着外界气温降低,控制器 484 作出反应而停止泵 436,从而关闭蒸发冷却器 470。如果外界温度继续降低,则控制器 484 发出加热器控制信号 482,以接通加热器 480 并调节其输出,从而维持风扇进气流 453 所需的温度。

图 13 中示出了另一个类似的替代性实施例,其特别适合用于联合循环发电站。联合循环燃气轮机发电站 506 包含一个附加的蒸汽循环系统 498,其利用燃气轮机 424 的废热产生附加电力。蒸汽循环系统 498 包含一个锅炉 504、一个蒸汽燃气轮机 500、一个冷凝器 502 和一个供水泵 503,它们均在一个电路中连接在一起。一个液体—空气热交换器 491 与泵 492 和热量回收热交换器 496 一起设置在一个流体回路中。泵 492 将热传输液体 512 循环通过热量回收热交换器 496,以使液体在此从排气流 508 吸收热量。泵从控制器 484 接收信号 494,以调节热交换液体 512 的流动,从而控制进入蒸发冷却器 470 的热气流 486 的温度。与图 12 中的实施例类似,作为控制燃气轮机进气温度的第一步,控制器也能关闭第二蒸发冷却器 470,之后可以最终关闭所有的增压

器。

(然而,利用排气流 508 作为热源的一个担心是腐蚀问题,而且需要使用耐腐蚀材料以承受硝酸和可能有的硫酸的存在。一种可能性是各个管道使用塑料,但塑料通常具有相对较低的温度极限。因此,希望将排气与外界空气混合,以降低最高温度,这样就可以使用塑料了。直接接触式液体-空气热交换器也是一种选择。液体中可以含有适宜的中和剂(例如碳酸氢钠),以防止酸浓缩的问题。这里同样希望将排气流与外界空气混合,以降低最高操作温度。)

除了在高外界温度下提高总发电功率以外,图 13 所示系统的结构还能够提高效率,这是因为联合循环发电站实际上在高压压缩机进气温度下只略微提高效率。另外,虽然图 13 中示出了用于回收废热的热传输回路,但许多其他结构也是可行的。例如,来自冷凝器 502 的热量可以用于加热进气流。在排气流与进气流之间设置空气-空气热交换器也是一种选择。

前面描述的图示实施例代表了本发明的可行形态。虽然这些实施例利用发电机电流或压缩机进气温度作为反馈控制参数,但也可以利用其他参数获得类似的结果。例如,控制器输入参数可以包含发电机功率、外界干球温度、外界湿球温度、轴扭矩或其他输入参数。

此外,虽然图 10 至 13 中示出了位于增压扇上游的第二蒸发冷却器,但这个特点只是一种选择,并且可以取消,而不会显著改变性能。第二蒸发冷却器可以在高外界温度下增强增压扇的压力容量,然而,也会因此而添加一定的附加输出功率。

使用第一蒸发冷却器在某种程度上也是一种选择，但如果取消的话会显著损害性能。因此，只有在水和/或空间被严格限制的情况下，才希望取消第一蒸发冷却器。

最后，对于前面描述的各个实施例，简单的开关控制是增压扇的优选控制方法。然而，使用变速驱动器或变节距扇叶的更为复杂的控制也是一种选择，并且能够导致一定的能量节约，但控制燃烧器或进气温度也能提供出调节功率输出的措施。

图 14 中示出了一个优选实施例，其采用了一个间接蒸发冷却系统和一个增压扇变速驱动器。如图 14 所示，一个变速驱动器 550 从公用电网接受电能，并且向一个感应电机 522 供应变频交流电能。感应电机 552 驱动一根轴 554，后者驱动一个增压扇 556。增压扇抽取外界空气，并将高压气流 558 供应给冷却线圈 560。冷却线圈是水—空气热交换器，其冷却空气，而不向其添加湿度。冷空气流 570 从线圈中排出并且进入一个具有前面所述结构的蒸发冷却器 425 中。

冷却线圈 560 通过管线 562 连接着一个泵 564 和一个冷却塔 566，以构成一个回路，该回路用作间接蒸发冷却器。冷却塔优选为强制抽吸湿式塔，其可以将水冷却到接近外界湿球温度。

（在适宜水的供应受限的地区，一种替代性方式是使用干式塔并且取消蒸发冷却器。在这种情况下，干式冷却塔和线圈的组件可以用作外界空气与增压扇排气之间的简单热交换器。）

其他热交换器和冷却器的结构也预期可以采用。例如，冷却塔和冷却线圈可以被替换成安置在外界气流与增压扇排气之间的空气—空气热交换器。在这种情况下，一个直接蒸发冷却器可以

在外界空气侧安置在热交换器上游，以提供附加的冷却。虽然这些结构是可行的，但它们并不是优选的，因为所需的大热交换器面积以及两股气流之间所需的大压差将导致需要大型、昂贵的热交换器。

在冷冻会造成潜在问题的天气中，管道、冷却线圈和冷却塔需要适宜的防冻保护。可行的替代性保护措施包含绝热和使用加热器、排空设备，以及在冷却线圈的盐水回路中使用水—盐水热交换器。（水—盐水热交换器可以提供附加的益处，即可以将冷却线圈与冷却塔的相关污物隔离开；可以包含适宜的过滤器，以减少系统中的污物，而不需二次循环。）

在这个实施例中，控制器 568 可以防止燃气轮机在低外界温度下过载。控制器 568 从一个在压缩机入口处安置在压缩机进气流 440 中的温度传感器 573 接收温度信号 572。控制器还从一个安置在高压气流 558 中的压力传感器 575 接受压力信号 574。压力传感器 575 可以安置在增压扇 556 与燃气轮机系统 432 之间的气流中的任何地方，因为在这一部分中压力变化很小。

控制器 568 向变速驱动器 550 提供速度控制信号 578。该信号用于调节增压扇的速度，以维持最佳增压。控制器还向冷却塔回路中的泵 564 提供输出信号 576，并向蒸发冷却器中的泵 437 提供输出信号 580。这两个输出信号通常可以提供一种简单的开关控制。

虽然这个实施例中使用了变频驱动器控制风扇速度，但也可以采用许多其他调节风扇输出的可行方法。其中的实例包括机电式变速驱动器，例如美国专利 No. 5,947,854 和未决临时专利申请

No. 60/164590 中所描述的；涡电流离合器；直流电机；变节距扇叶；可变入口叶轮等等。

这个实施例的一个重要优点是能够向燃气轮机系统供应相对更冷的空气。进入冷却塔的空气的湿球温度不受从增压扇输入的能量影响。因此，冷却线圈可以将气流 558 冷却到接近外界湿球温度的温度，而不添加任何湿度。之后，蒸发冷却器 425 可以进一步冷却和湿化气流。其结果是，同采用单一直接蒸发冷却器的情况相比，进入燃气轮机系统的气流温度可以低 10°F。这种温降可以使燃气轮机的输出功率提高大约 2.5%。由于冷却塔风扇和泵通常只消耗这种功率增幅的 10%，因此这个系统可以获得 2% 以上的净功率增幅。

更为复杂的冷却系统也是可行的。例如机械式、干燥剂式或吸收式冷却系统可以替换直接蒸发冷却器。使用地下水或低温湖水或海水是其他选择。这些系统可以获得低得多的温度，从而进一步促进功率的提高。这种方法的缺点是附加冷却系统会导致复杂性格费用增加。

如前所述，高压气流和压缩机进气流被限定在能够承受相对高压的管道中，图 15 中示出了这种管道装置的优选实施例的细节。一个内管道 610 布置在一个圆形外管道 611 内，一个流道 612 用于平衡在内管道和位于两个管道之间的空间 615 中流动的流体压力。（对于本申请，流体可以是空气，但管道组件也可以用于输送任何高压流体。）优选将空间 615 中充满流体，或者可以包含多孔材料如玻璃纤维、开孔泡沫塑料等。多孔填充材料的一个优点是有助于降低噪声并且有助于支承管道。

用于平衡跨越内管道的压差的流道 612 可以是简单的一个孔眼，也可以是一系列孔眼，或者由一个多孔表面构成。流道中还可以设有裂缝或其他小开口，这在未封式管道装置中是常用的。流道 612 的设计中的重要要求是，它必须能够通过足够大的流体流率，以确保在圆形外管道与外界大气之间发生泄漏时，不会导致跨越内管道出现过大的压降。有益的结构是，流道可以包含一个卸压阀，以减小发生这种泄漏时对内管道造成的危险。

虽然图 15 中示出了矩形内管道，但内管道实际上也可以是除圆形之外的任何形状，并且可以包含大的平坦表面，而不会出现过高的强度要求。内管道只需要承受压降、速度压力、扰动等与通过管道的流体运动相关的因素。

外管道优选具有圆形横截面，以使材料消耗最小化。其他形状如卵形或椭圆形也可以采用，但它们可以会显著增大强度要求，因此不优选采用。大的圆形管道中可以包含波纹或其他加强结构，以提高刚度并减小管道被到风或意外负载损坏的危险。

用于制造管道的常用材料包含钢或铝等金属。其他可行材料包含塑料、木材、陶瓷等。材料的选择取决于流过管道的特定流体的强度、成本和相容性等因素。

图 16A 和 16B 中分别示出了用于连接两个不同尺寸管道的过渡管道的前视图和剖视图。一个圆形的圆锥外管道 620 套在一个四面体或金字塔形内管道 612 上。一个流道 622 设在内管道 621 的壁中，以平衡内管道和位于两个管道之间的空间 623 中的流体之间的压力。这种过渡管道组件可以用作扩散器或流体加速器，这取决于流体的流动方向。另外，尽管图 15、16A 和 16B 中示

出了根据本发明的高压管道的基本结构，但本发明也可以应用在任何特定的管道部位中，包括肘管、T形接头、转换管道等。

图 17A 和 17B 中示出了这种管道装置专用于燃气轮机增压器时的情景。图 17A 中示出了冷却器，但没有增压器，其中一个直接蒸发冷却器 630 位于一个用于向燃气轮机入口供应空气的矩形管道 631 的端部。矩形管道 631 被设计得只能够承受几英寸水压或以下的压差（与外界大气压相比）。

图 17B 中示出了相应的增压结构。风扇 635 可以将空气静压增加到很高的量级—通常为大约 60 英寸水压。风扇 635 连接着扩散管道 636 的一个端件 639。扩散管道连接着一个套着蒸发冷却器的直管道 637 和一个收缩管道 638。这些管道中的每个分别包含一个圆形管道，它位于外侧并且套着一个矩形内管道。

同现有技术相比，管道装置的结构可以提供以下几个明显的优点：

- 同传统矩形管道相比，材料的重量和成本低；
- 同与矩形元件一起使用的传统圆形管道相比，压降低；
- 几何形状简单，容易安装；以及
- 能够改装到低压管道装置中，以承受高压。

这些优点对于用在燃气轮机增压器中而言特别理想。高压（接近 60 英寸水压）和大管道尺寸（管道直径为 30 英尺或以上）产生了对极其坚固的矩形管道的需求，而这种管道需大量的加强材料。本发明的新式管道结构消除了利用矩形管道承受高压的需要，从而极大地减少材料成本和重量。此外，还允许使用已有的蒸发冷却器和相关的管道，从而极大地降低了增压器的安装费

用。虽然本发明在用于燃气轮机增压器中时特别有吸引力，但它也可以用于空调系统或其他需要移动气体或液体的工业和商业用途中。

图 18 中示出了本发明的一个替代性优选实施例，其使用了一个位于燃气轮机进气流中的发雾器。燃气轮机发电站 121 包括一个压缩机 120 和一个膨胀器 124，它们刚性连接着一根用于驱动发电机 126 的轴 130。气流 191 进入压缩机，后者压缩空气并将空气供应到燃烧器 122 中。燃烧器加热空气并将空气供应到膨胀器 124 中。膨胀器从膨胀的气体中吸收功，以驱动压缩机和发电机。

一个增压器 190 安置在燃气轮机发电站的上游。增压器包括一个风扇 140、第一发雾器 149 和第二发雾器 169，它们安置在一个管道 147 内。第一发雾器安置在风扇上游，而第二发雾器安置在风扇与燃气轮机之间，

风扇 140 包括一个毂 141 和扇叶 142。风扇刚性安装在一根电机轴 144 上。一个电机 146 驱动电机轴 144，并因此而驱动风扇 140。风扇优选为变节距轴流式风扇。毂 141 包含一个用于调节扇叶 142 的机构，以调节风扇输出压力和流率。

电机优选为三相感应电机或其他电机。另一种选择是直接主燃气轮机驱动风扇，这就消除了对电机的需要。用于风扇的单独原动机例如第二股气体、汽轮机或内燃机也是一种选择，尽管并不是优选的。电机的一个重要的优点是相对容易安装到已有的燃气轮机上。

风扇的输出为 60 英寸水压量级的静压。最佳压力取决于适

宜风扇的可用性、燃气轮机功率和其他因素。

一个如图 18 所示的多级轴流式风扇可以获得这种静压。离心式风扇或单级轴流式风扇也是一种选择。如果使用离心式风扇，则变节距扇叶通常不是一种选择，因此变速驱动器是用于控制风扇效率的优选措施。其他选择包括可变入口叶轮或气门，但它们的效率低。变速风扇也是轴流式风扇的一种替代物。

第一发雾器 149 包括第一支管 156、第二支管 158 和第三支管 160。每个直管分别具有产生雾 162 的喷嘴。第一支管从第一泵 150 接收高压水。同样，第二泵 152 和第三泵 154 分别向第二和第三支管 158 和 160 供应高压水。泵的输出压力优选为大约 1000 至 3000 psi (磅/英寸²)。一股水流 164 供应到泵入口中。水优选为过滤、脱盐水。气流 148 通过第一发雾器 149 抽入管道 147 中。

第二发雾器 169 安置在风扇下游。与第一发雾器类似，第二发雾器包括多个支管和泵。第四、第五和第六支管 176、178 和 180 分别连接着第四、第五和第六泵 170、172 和 174。高压水在支管喷嘴中的作用将产生雾 182。

发雾器的设计具有很高程度的灵活性。例如，每个发雾器中的支管的数量可以任意选择。数量多的支管可以导致容易控制产生的雾量，并且提供出附加的冗余度。另一方面，数量少的支管可以简化安装并且可以降低成本。此外，支管的容量不必相等。

就发雾器的容量而言，第一发雾器的尺寸优选被构造得能够确保在风扇出口处具有近乎饱和的空气。第二发雾器可以进一步饱和空气，并且提供额外的湿度，以冷却压缩机 120 内部。添加到气流中的水的总体质量优选能够使压缩机入口处的饱和度为空

气质量流率加上大约 0 至 2%。

控制器 161 控制增压器 190 的操作。基本方法是在低外界温的下降低风扇压力和发雾量，以防止燃气轮机发电站中的发电机和其他元件过载。风扇进气温度传感器 182 和风扇排气温度传感器 184 向控制器输入信号。随着外界湿球温度降低，风扇入口温度传感器向控制器提供一个信号，后者提供一个输出信号以减小扇叶节距，从而降低风扇功率。此外，低温意味着需要更少的水以饱和空气，因此控制器 161 可以关闭一些用于发雾器的泵。

当温度达到结冰点时，第一发雾器的泵可以关闭，以防止产生冰。在这种条件下，如果发电机和其他元件的功率适宜的话，第二发雾器可以保持运转。

在不能增压的极低温度下，风扇和发雾器也可以关闭，而风扇可以在气流中自由旋转。一个设置在风扇旁边的旁通支管可以用于在这种状态下降低到达燃气轮机时的压降。

这种基本实施例有多种改型。例如，在燃气轮机的压缩机对水的特别敏感的情况下，第二发雾器可以省略。在这种情况下，控制器可以调节第一发雾器的发雾量，以确保在水滴到达燃气轮机之前将它们完全蒸发掉。

另一种选择是，尽管并不是优选的，取消第一发雾器。如果提高第二发雾器的功率以作出补偿，则这种变化只会对性能造成非常小的影响。

在选定风扇时可以有很多种选择。例如，多重风扇对于某些应用而言可能是理想的。多重风扇可以提供出冗余度，以提高系统的可靠性。它们还能通过使用通用件而降低费用，并且可以实

现更为复杂的控制选择。

固定风扇输出是另一种简单的替代性控制方法。在发电机的尺寸被构造得能够在额定运行状态下承受燃气轮机全额输出时，这种方法可以作为一种选择。在另一燃气轮机功率控制装置例如燃烧器输出调节装置或进气流加热装置能够防止发电机和其他元件过载的情况下，也可以选择这种方法。

与传统燃气轮机发电站一样，这种系统中通常设有过滤器和消音器。风扇和发雾器的操作通常不会受到尘土的影响，因此过滤器的安置位置主要考虑方便性。雾滴会在一定程度上增大过滤器的压降，因此优选的位置通常是在发雾器的上游。一个消音器优选安置在风扇上游，以防止发出噪声。

这种系统可以实现大量级的功率增加。对于带有效率为 90% 而增压效果为 60 英寸水压的传统蒸发垫的传统增压器，功率可以提高 20 至 30%。发雾冷却可以导致功率额外提高最多 10%。此外，发雾可以有效地提供 100% 的蒸发效率，并且降低风扇理论动力消耗几个百分点。所产生的系统可以容易地实现功率提高 20 至 40% 或以上，具体数值取决于气候和燃气轮机发电站的特定结构限制。

本实施例的优点

本发明的这个优选实施例具有以下若干重要优点：

1) 大量提高功率：系统可以使大多数燃气轮机实现 20—40% 的效率提高。

2) 低成本：风扇和发雾器的成本远低于新增燃气轮机功率

所需的费用。

3) 结构紧凑：取消了传统增压器所需的大蒸发垫，极大地减小了蒸发冷却器和相关管道装置的尺寸和成本。

4) 容易改装：系统的小尺寸和能够用于已有发电机使之能够安装在已有的燃气轮机上。

5) 改进控制：控制装置使得系统能够在宽广范围内的外界条件下与燃气轮机发电站的功率相匹配。

6) 降低风扇能耗：第一发雾器产生的雾能够冷却流经风扇的空气，从而降低了对于给定增压和质量流率所需的风扇理论能耗。

7) 简易性：本发明只使用少量简单的元件。

8) 可靠性：系统中使用被证明具有良好可靠性的元件。此外，燃气轮机发电站在发出元件故障或其他问题的情况下，不需要增压器就能够连续运转。

总体而言，燃气轮机的增压系统的优点是显著和大量的。其中最重要的优点有：

- 在高外界温度下大量提高燃气轮机功率；
- 即使是在潮湿天气中也能够实现大量级的功率提高；
- 安装成本低；
- 结构简单；
- 结构紧凑；
- 可以实现柔性控制；

- 可以改装在已有的燃气轮机上；
- 旁通气门使得燃气轮机能够在没有增压扇的情况下运转；
- 多重风扇和气门提供了可靠操作的冗余度；
- 吹风机和冷却装置同步运行，以实现大量级的功率提高。

总而言之，这种系统代表了燃气轮机技术的重要突破。它的简便性和低成本使之针对目前在高外界温度下面临严重性能代价的发电应用而言极为理想。虽然前面如此描述了本发明，但对于本领域的普通技术人员而言，在不脱离本发明的精神和范围的前提下，显然可以对它作出各种方式的改变。任何以及所有这样的改变均被认为覆盖在附属权利求书中的范围内。

图1

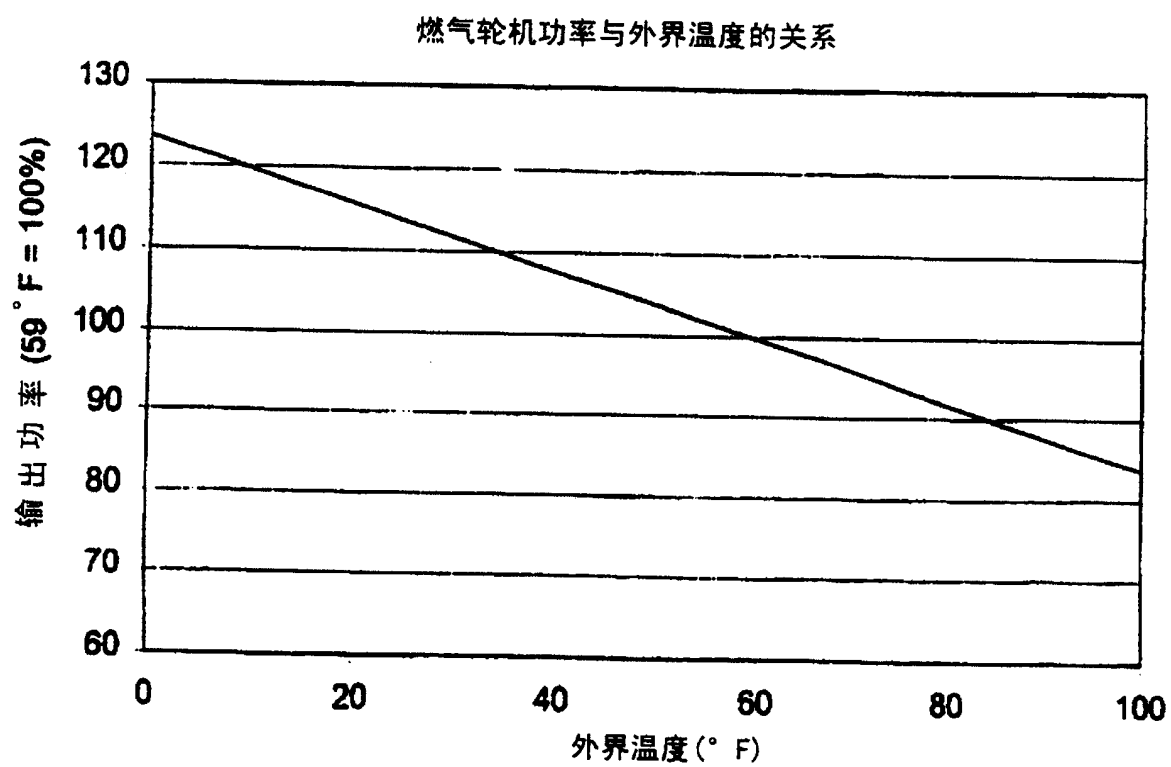


图2A

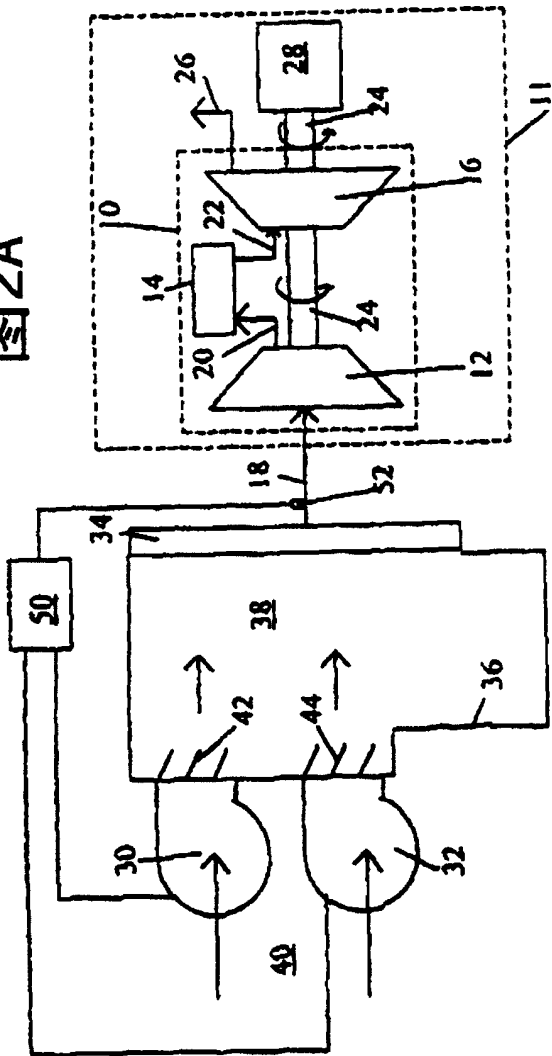


图2C

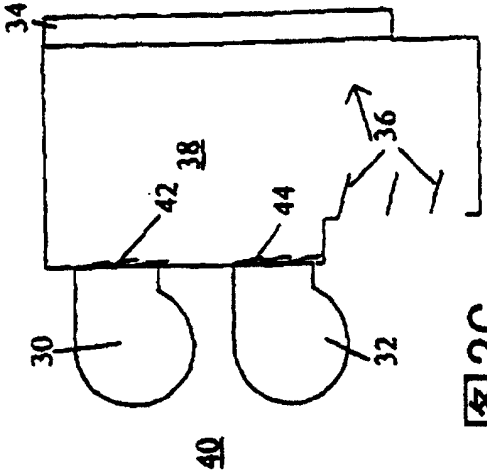
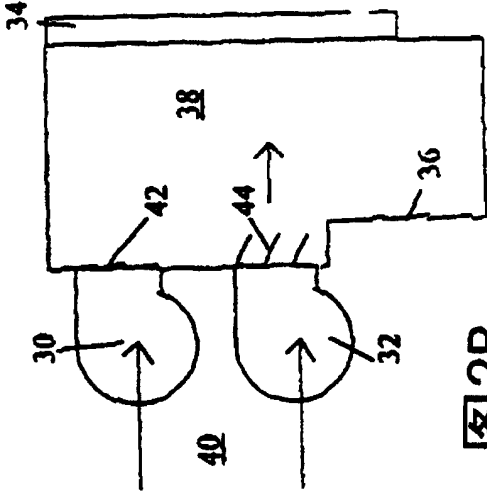


图2B



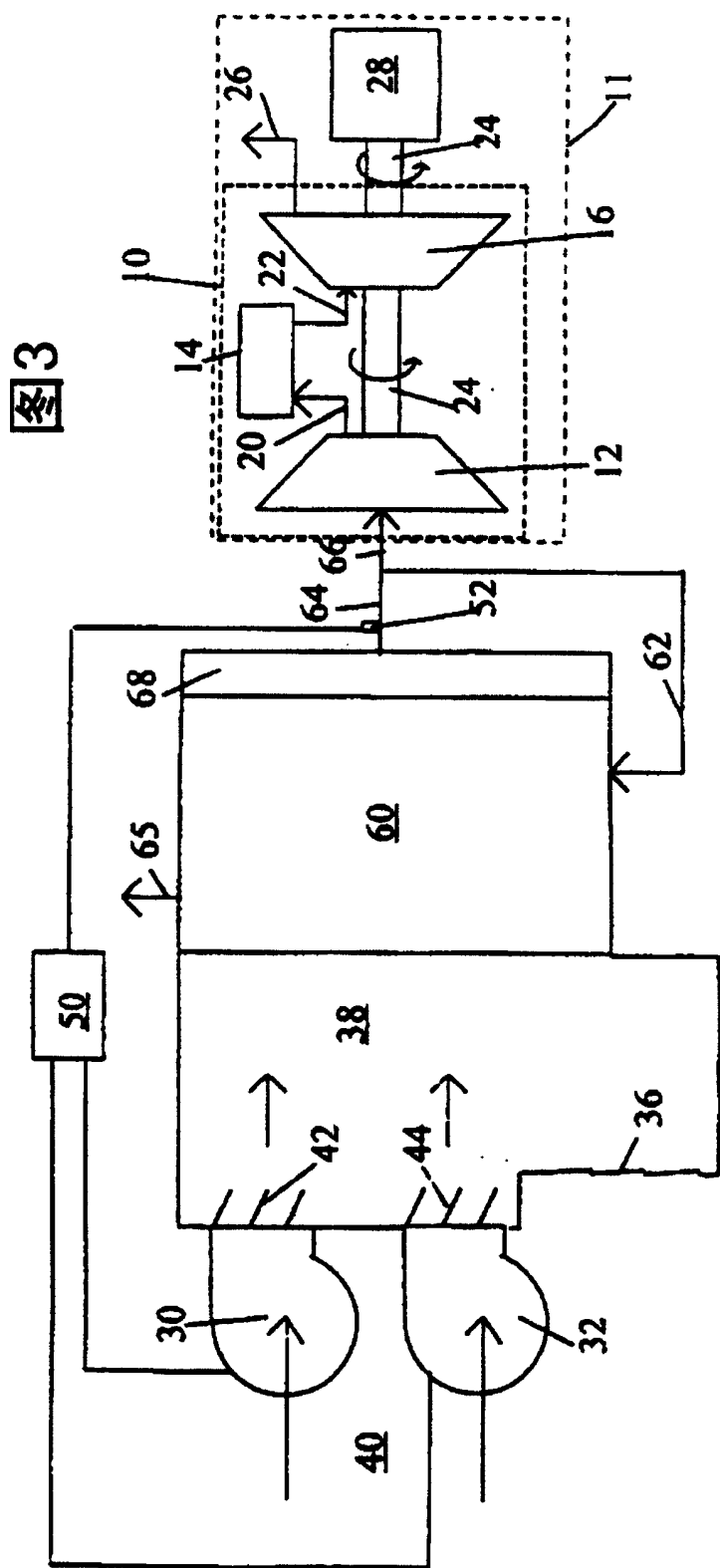
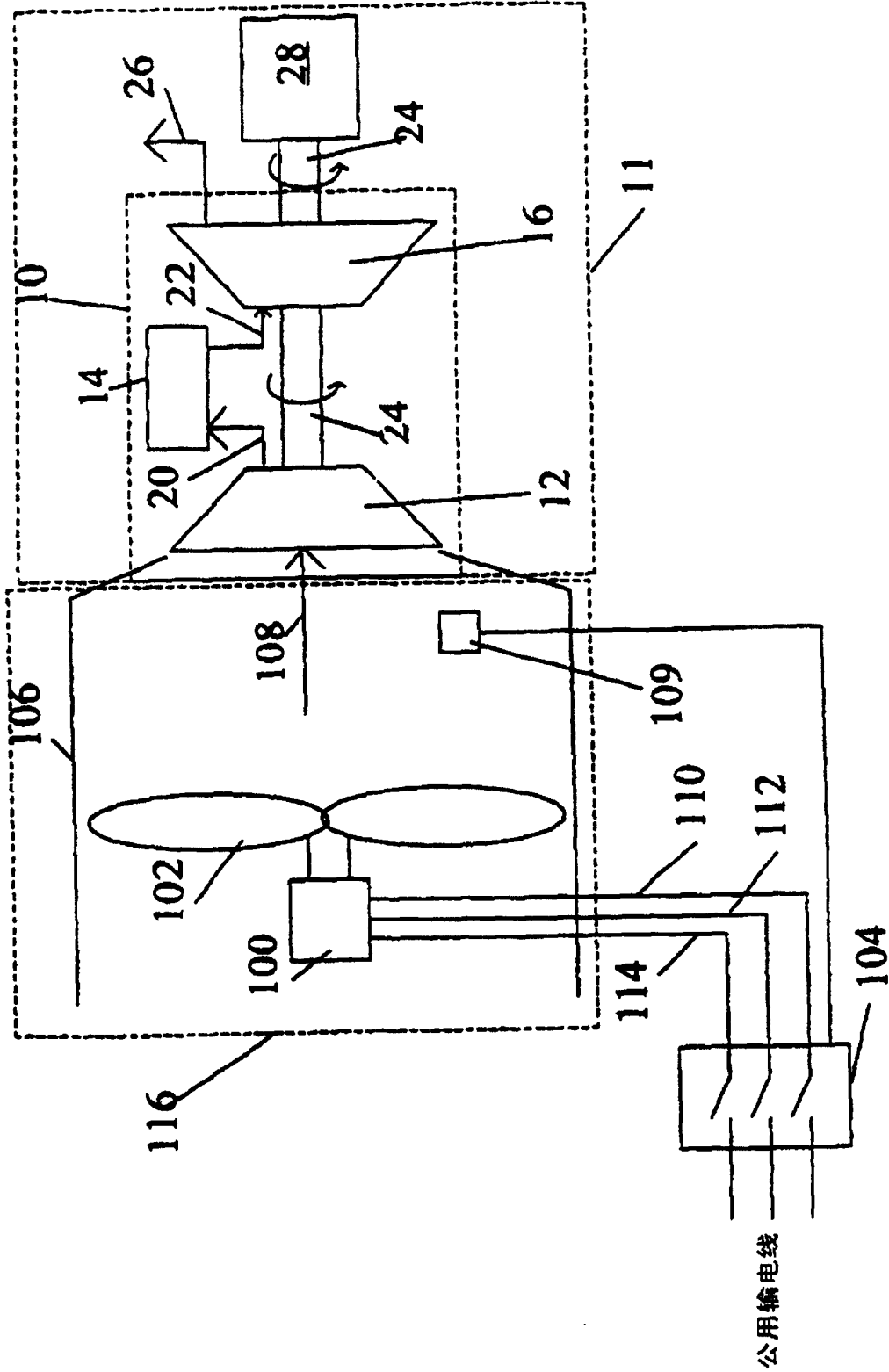
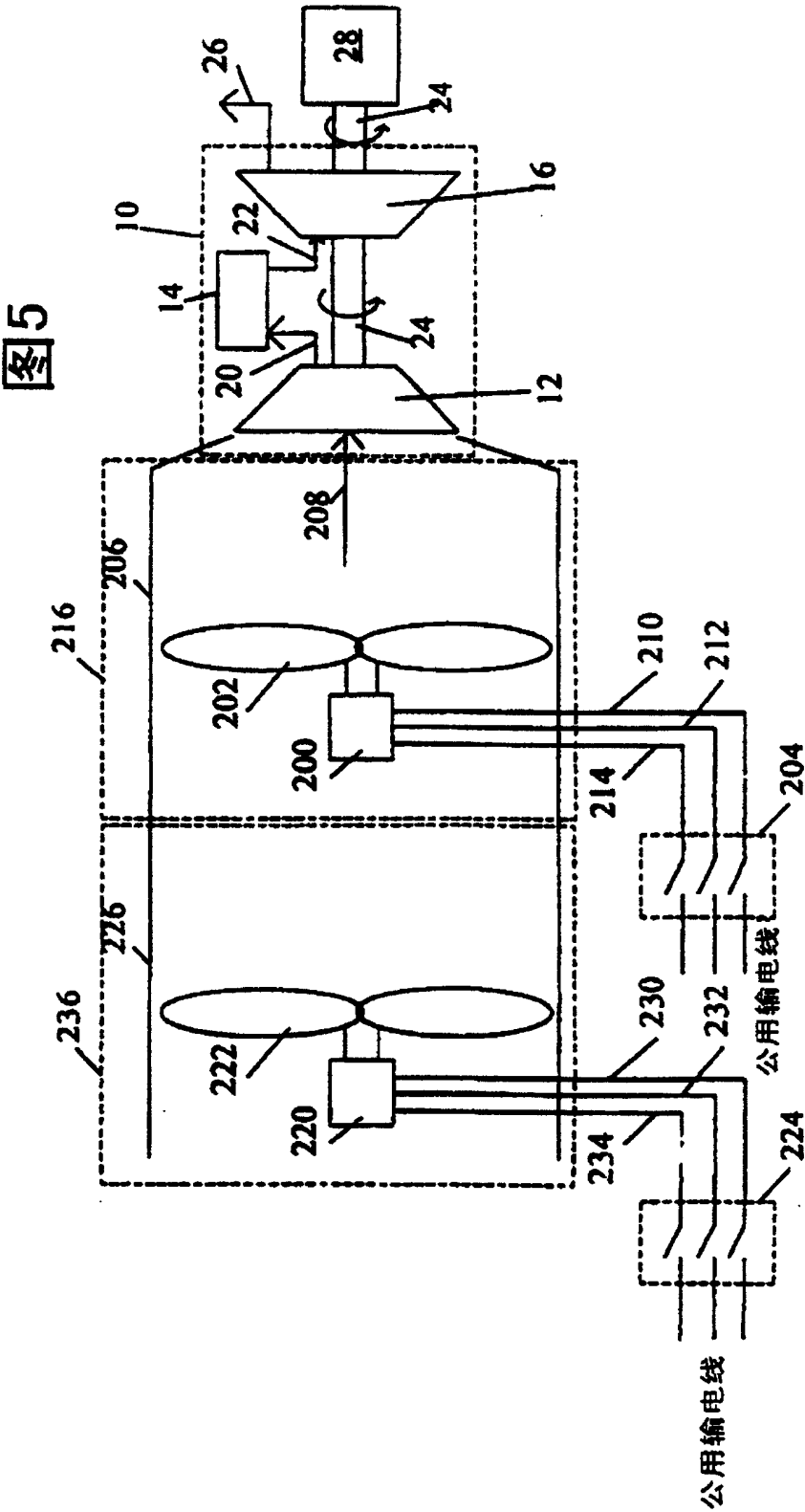
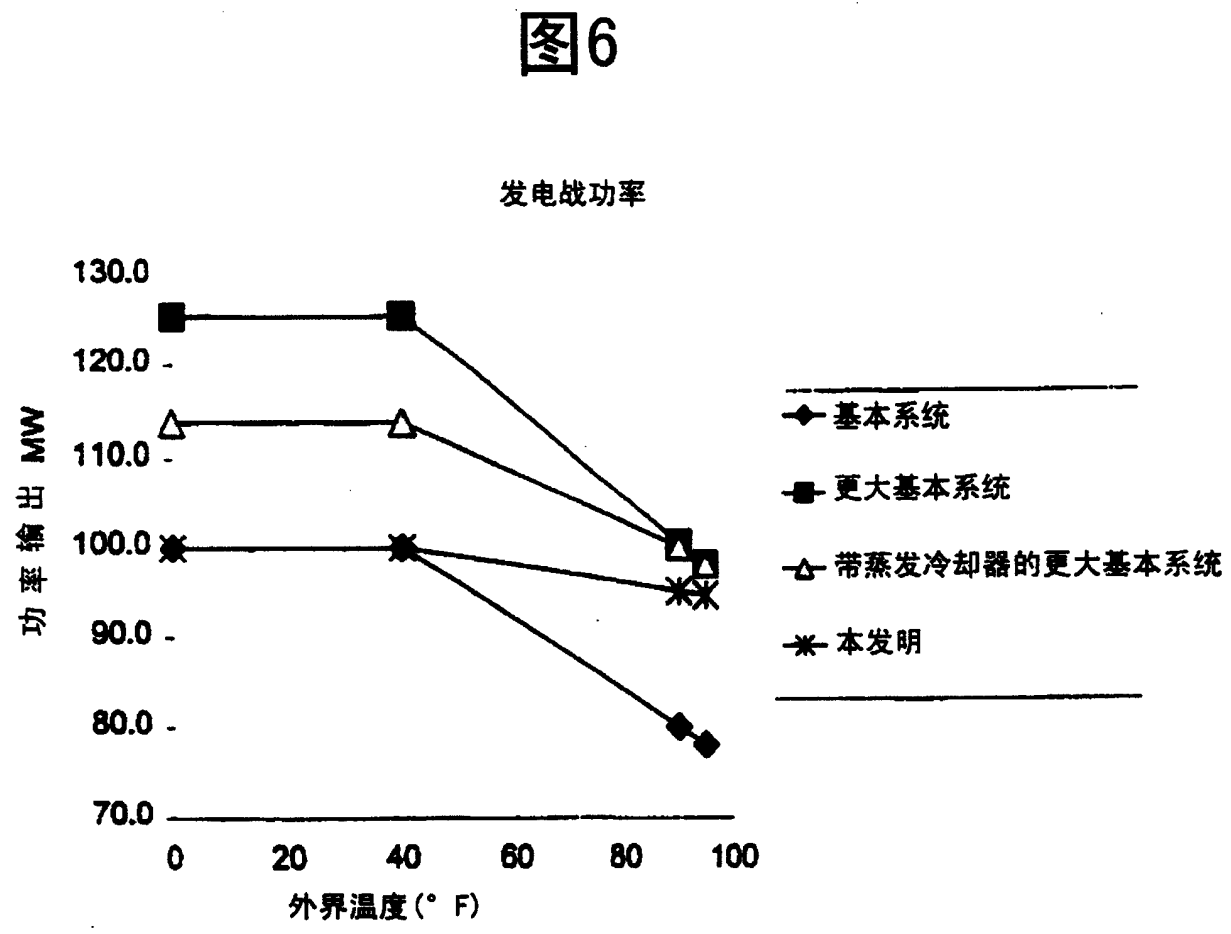


图3

图4







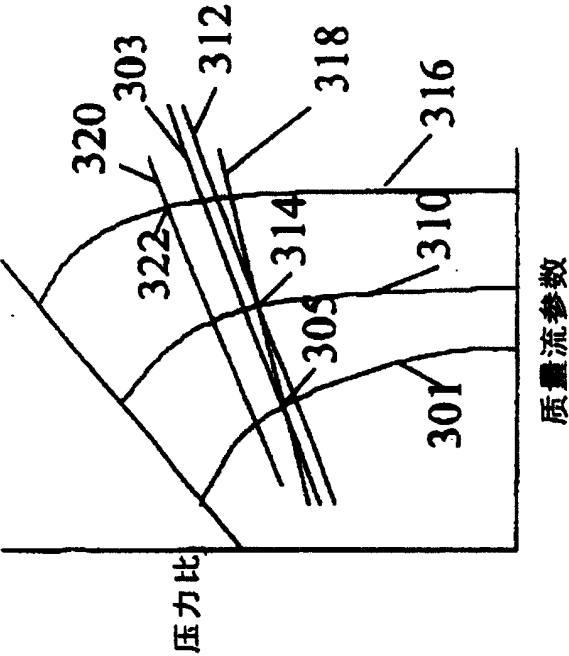


图7A

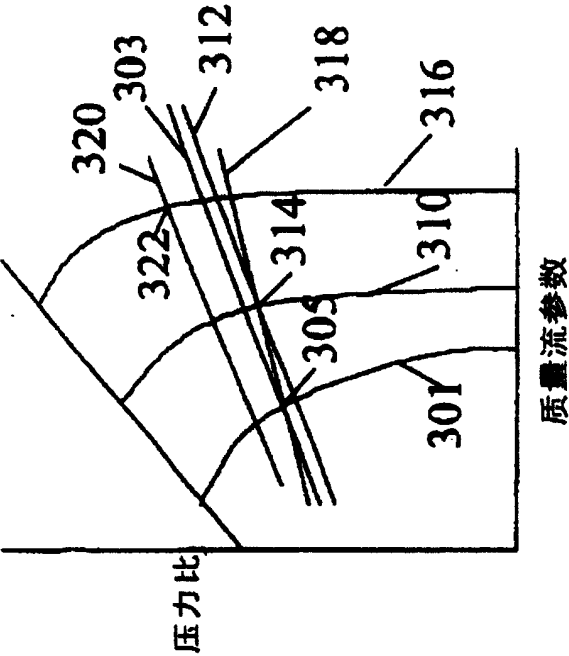


图7B

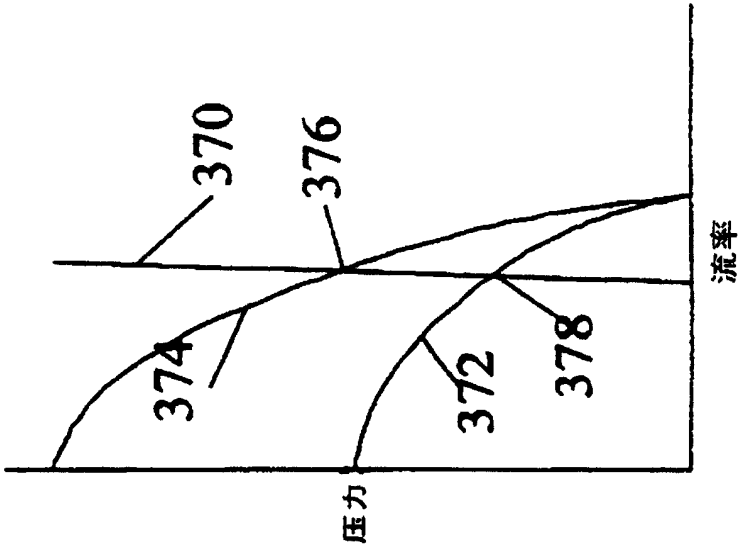


图8B

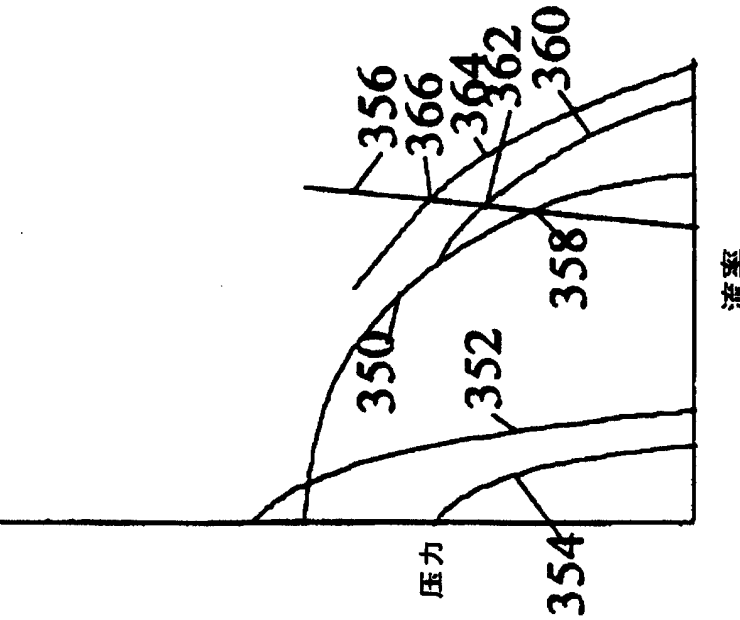
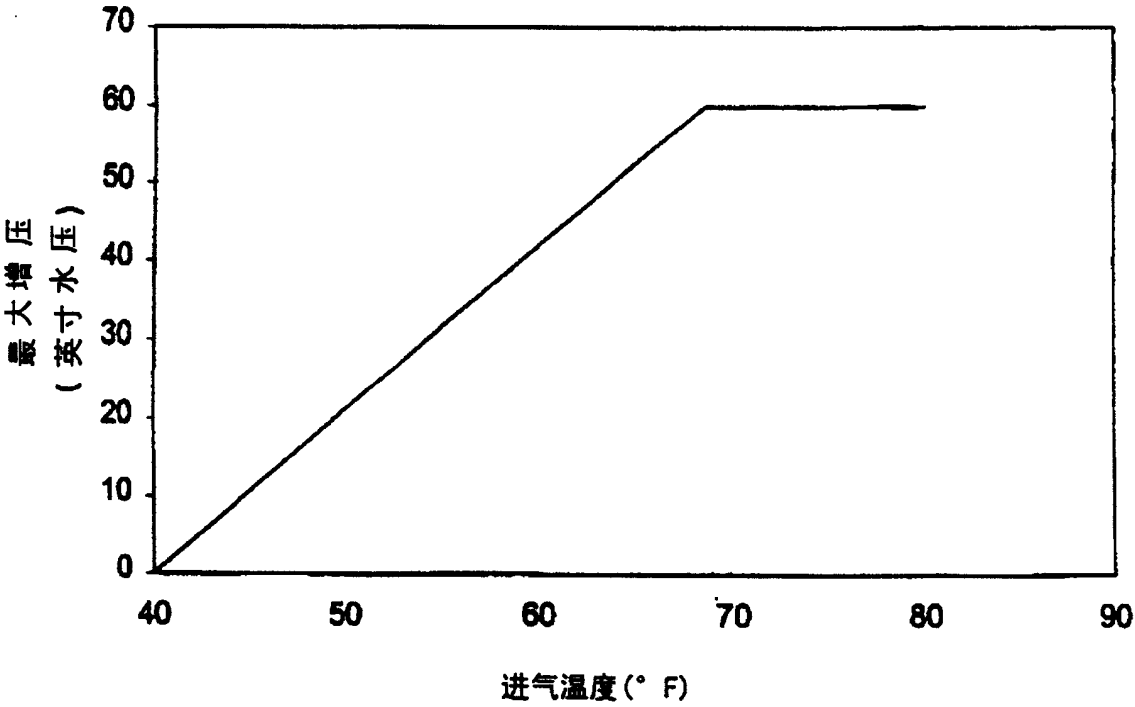


图8A

图9



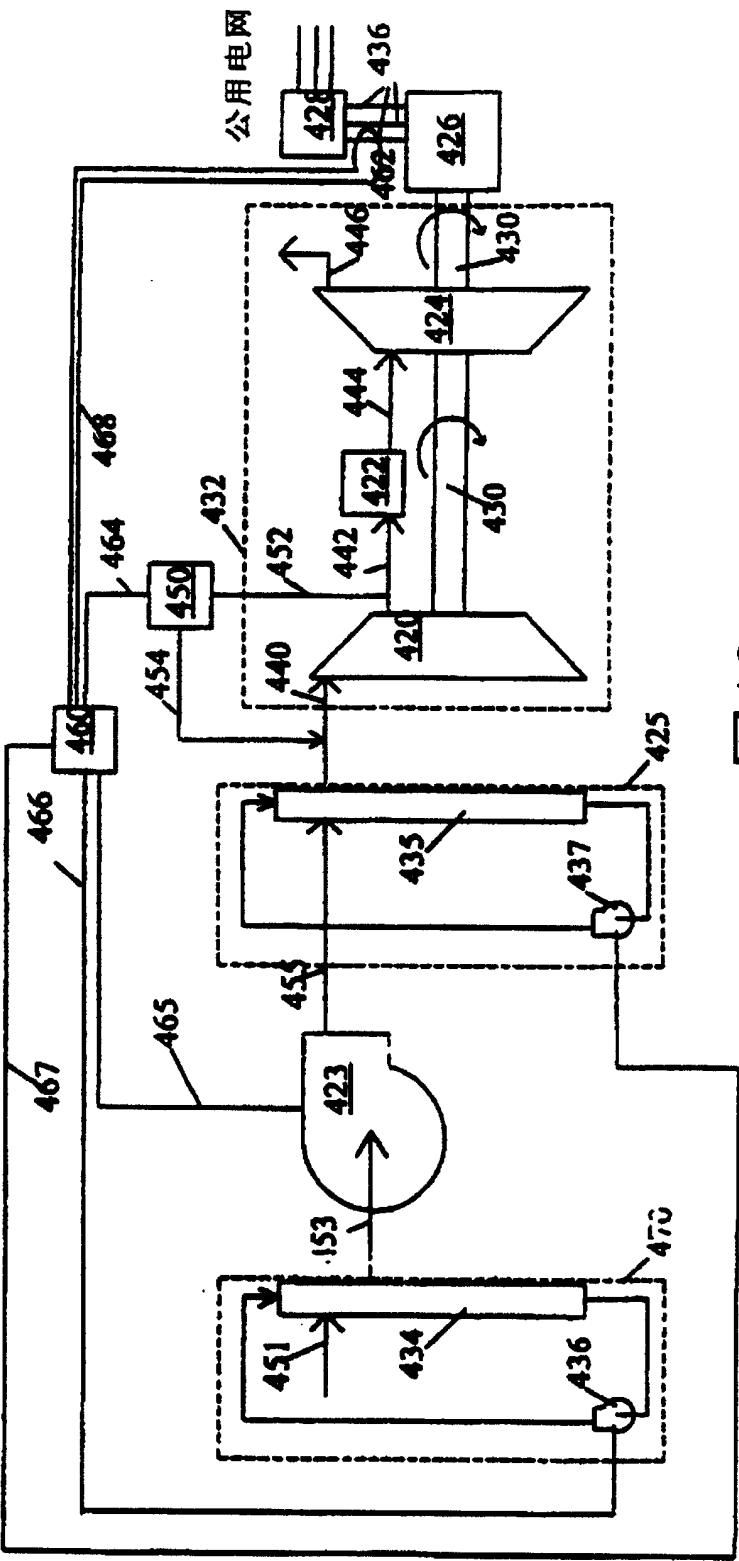
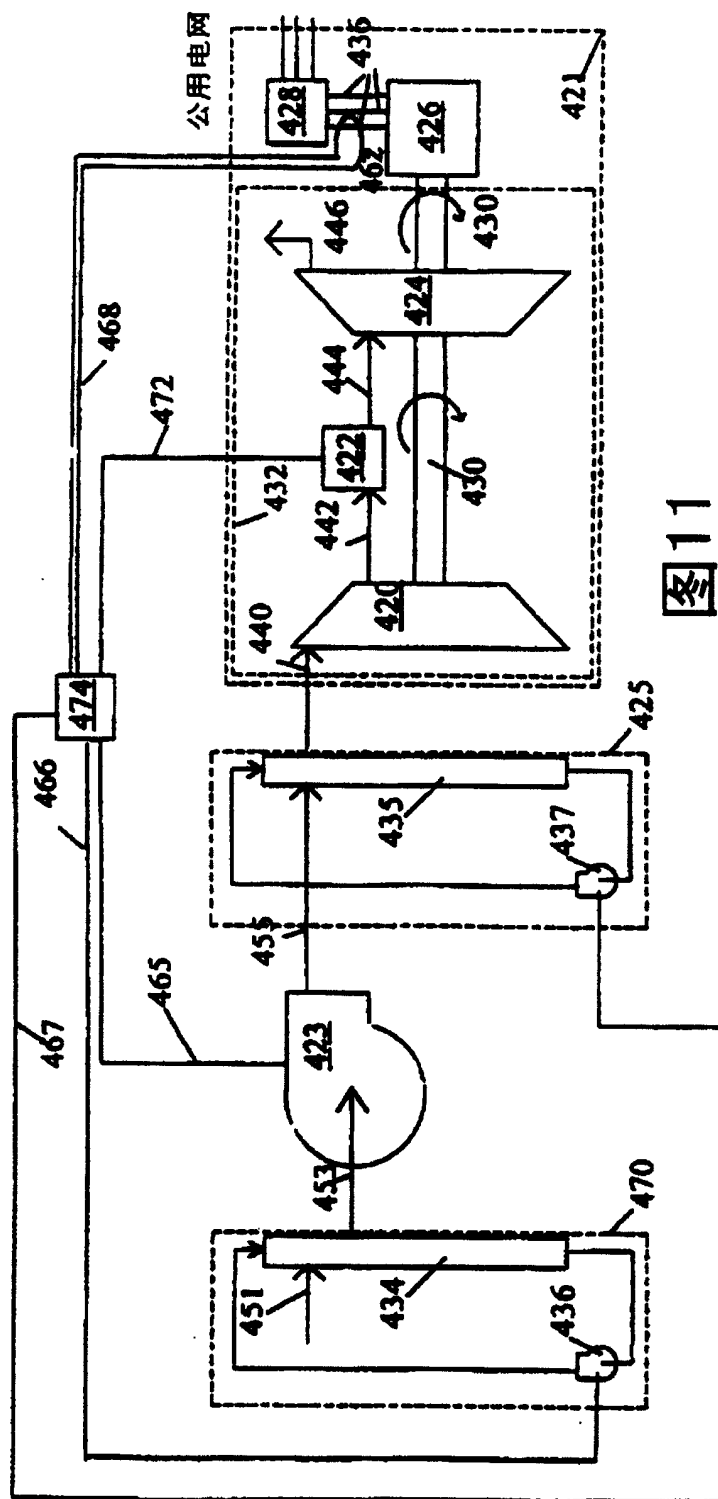


图10



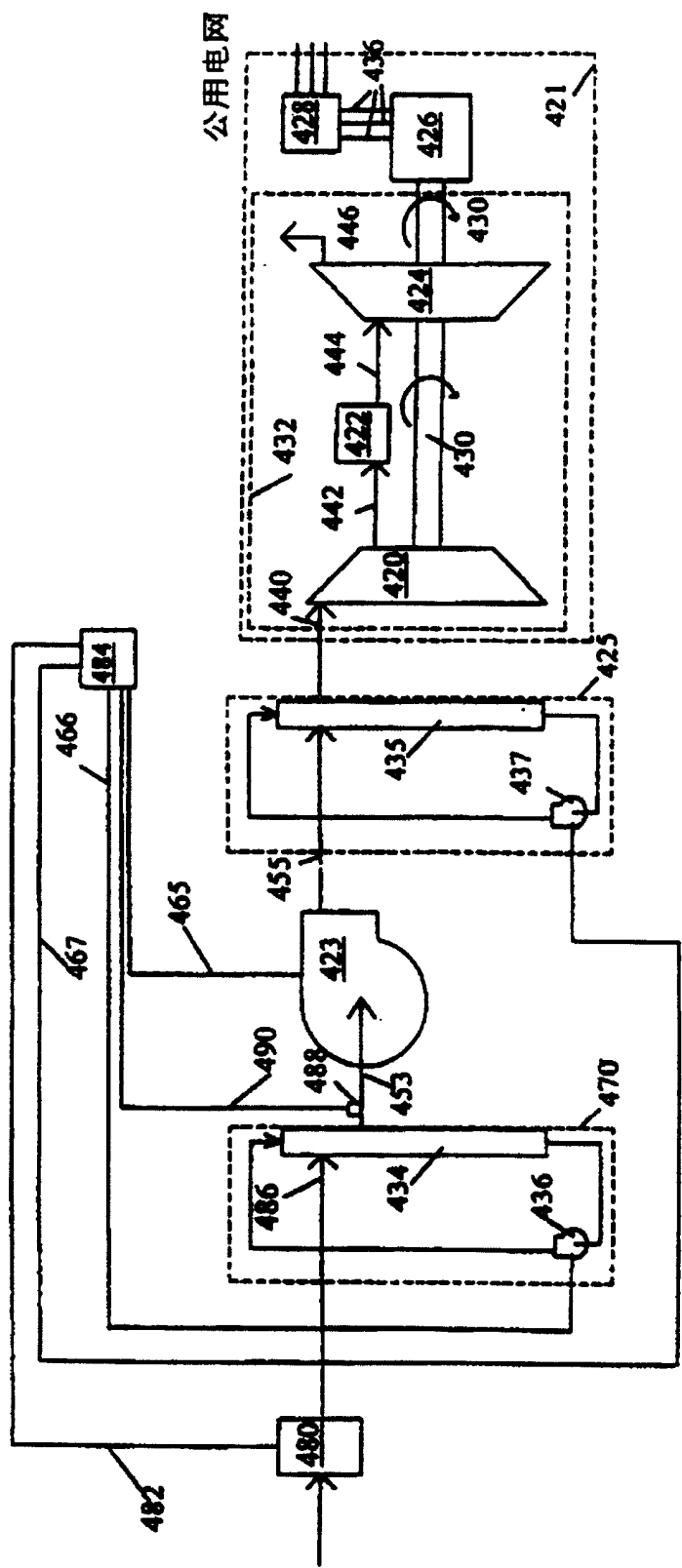


图12

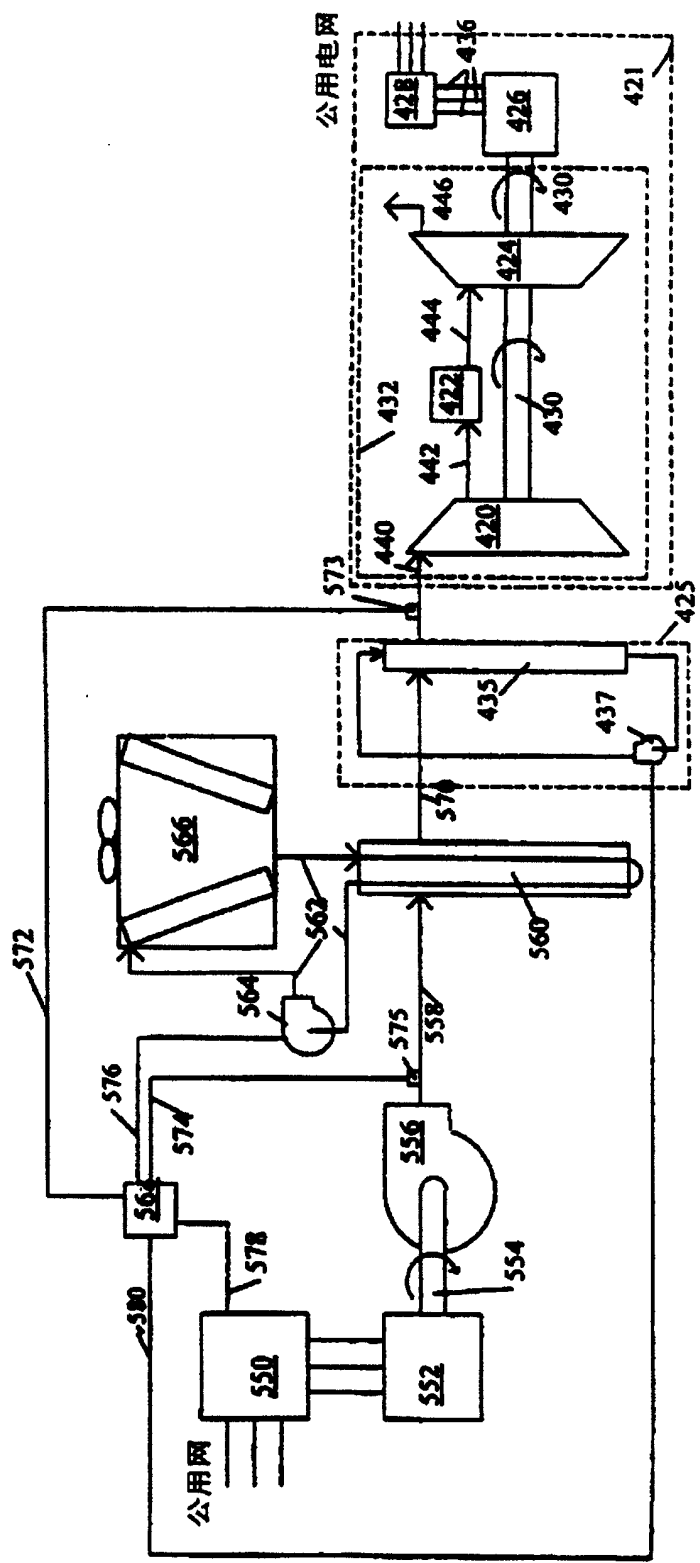


图14

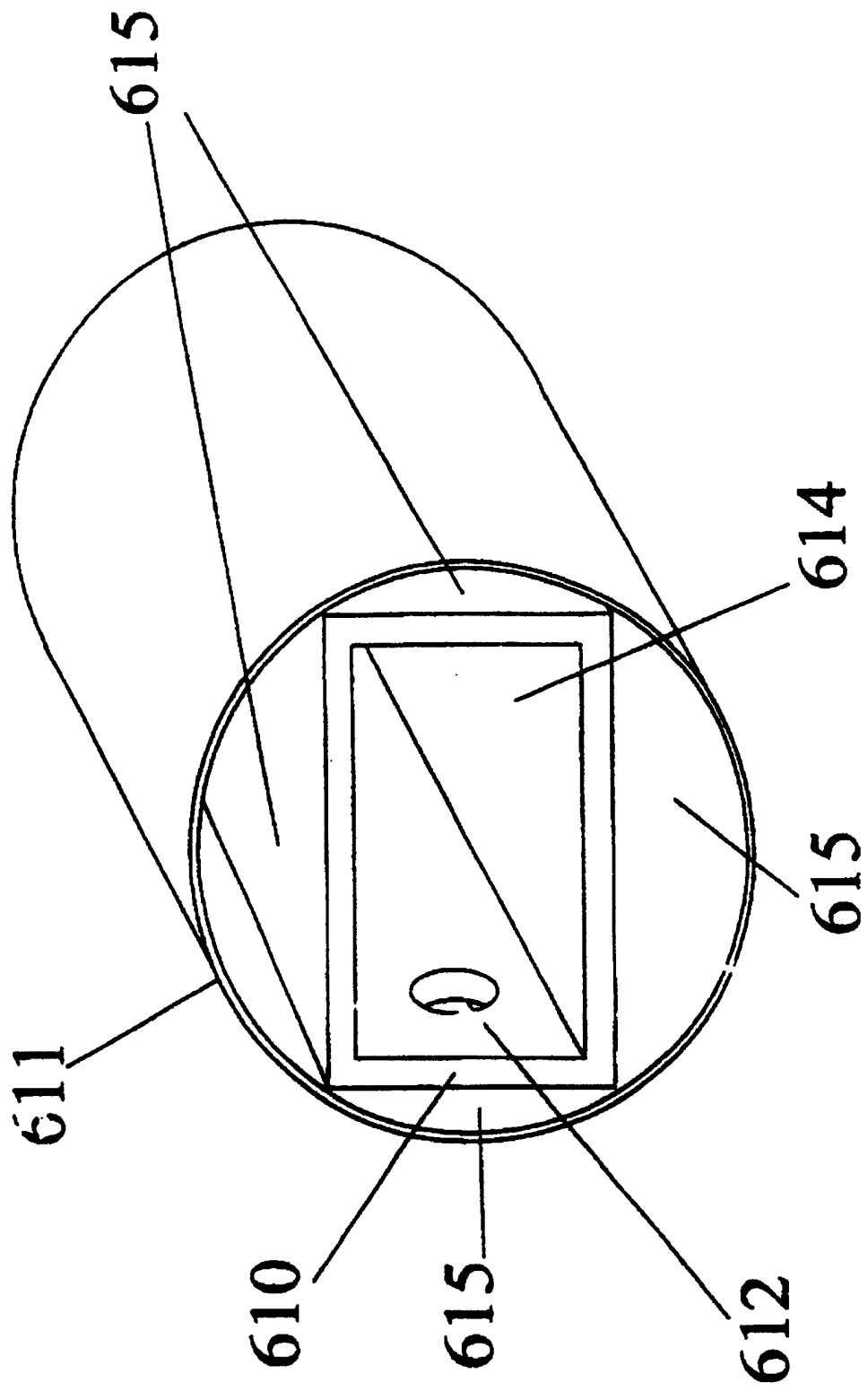
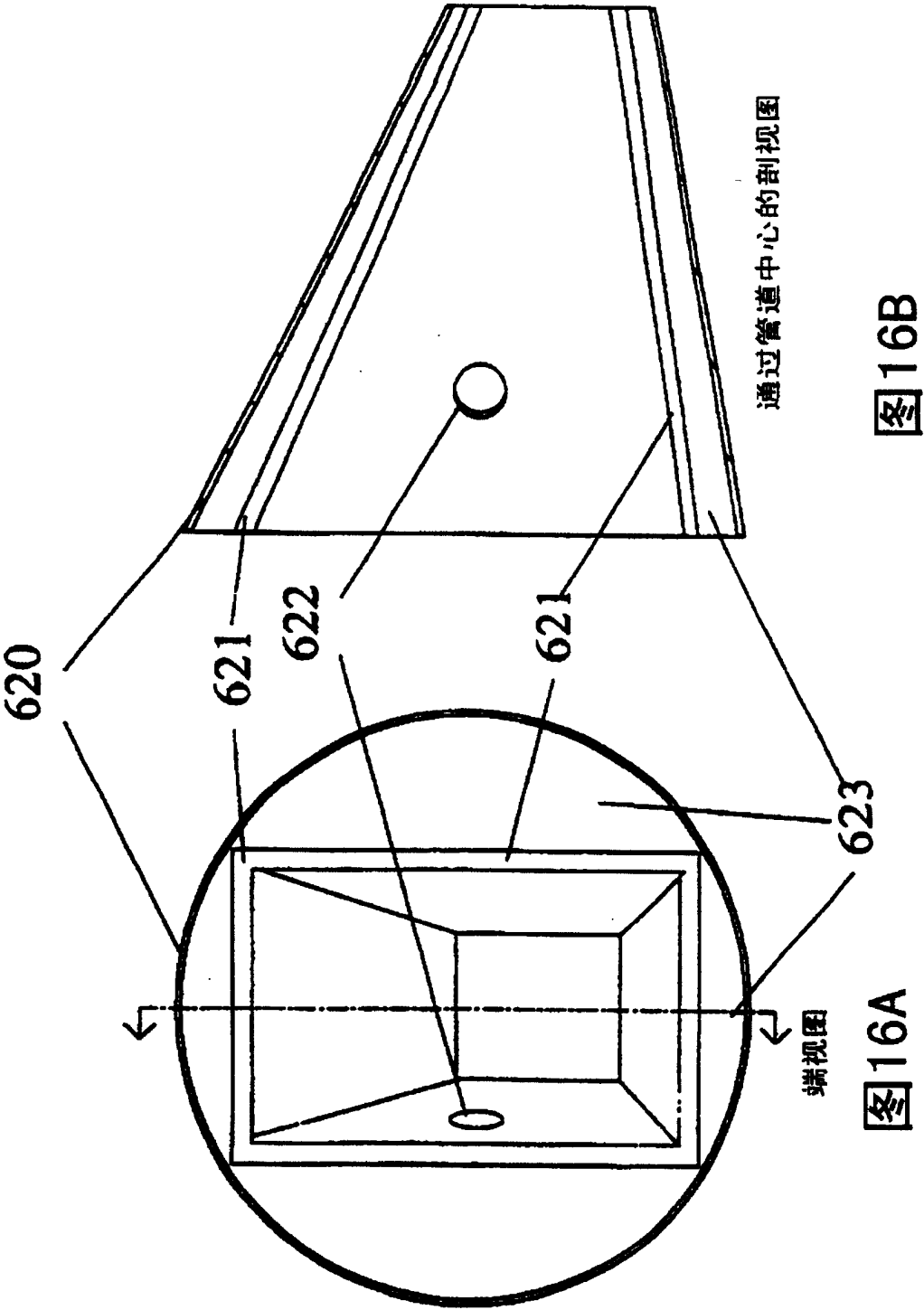
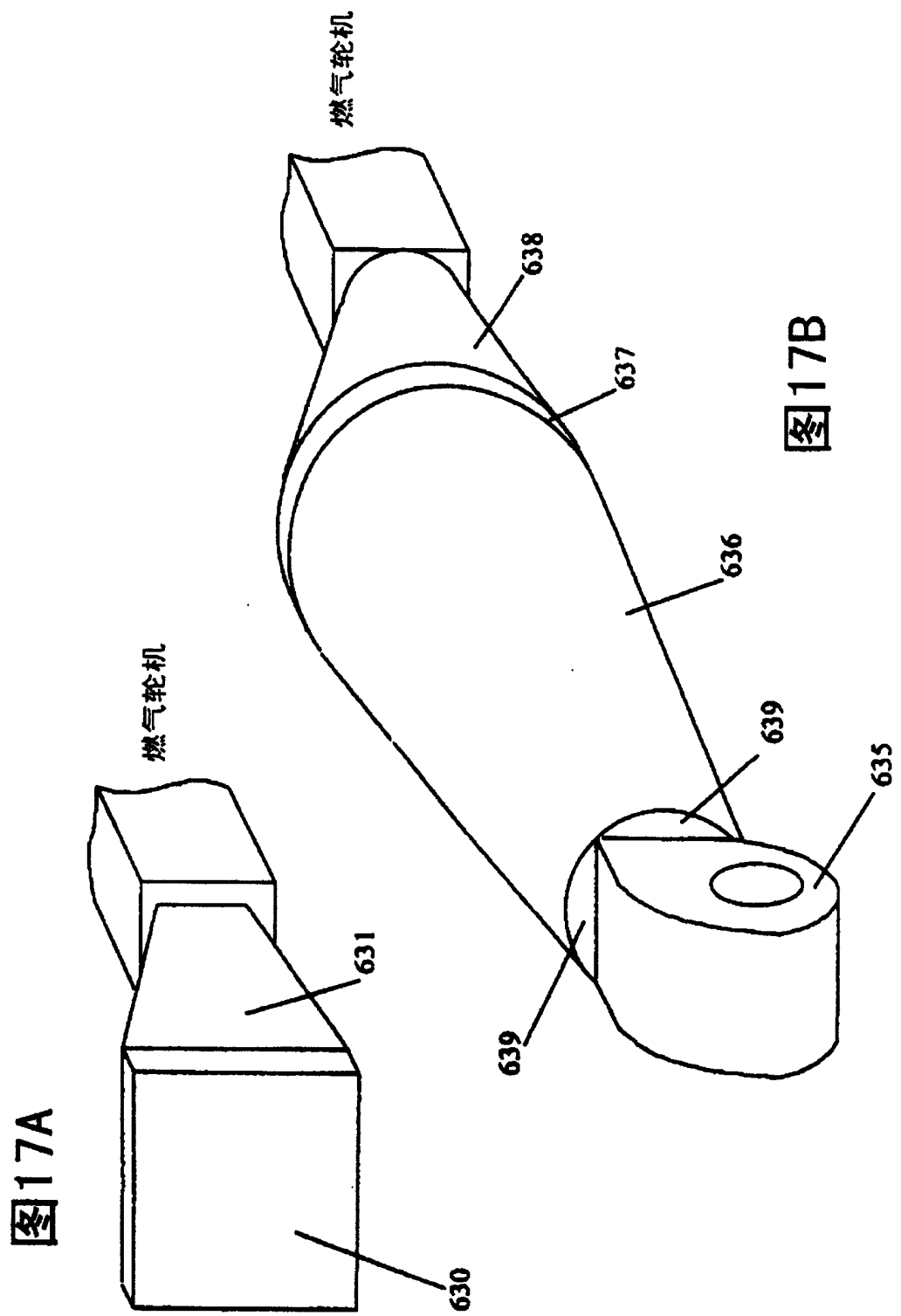


图15





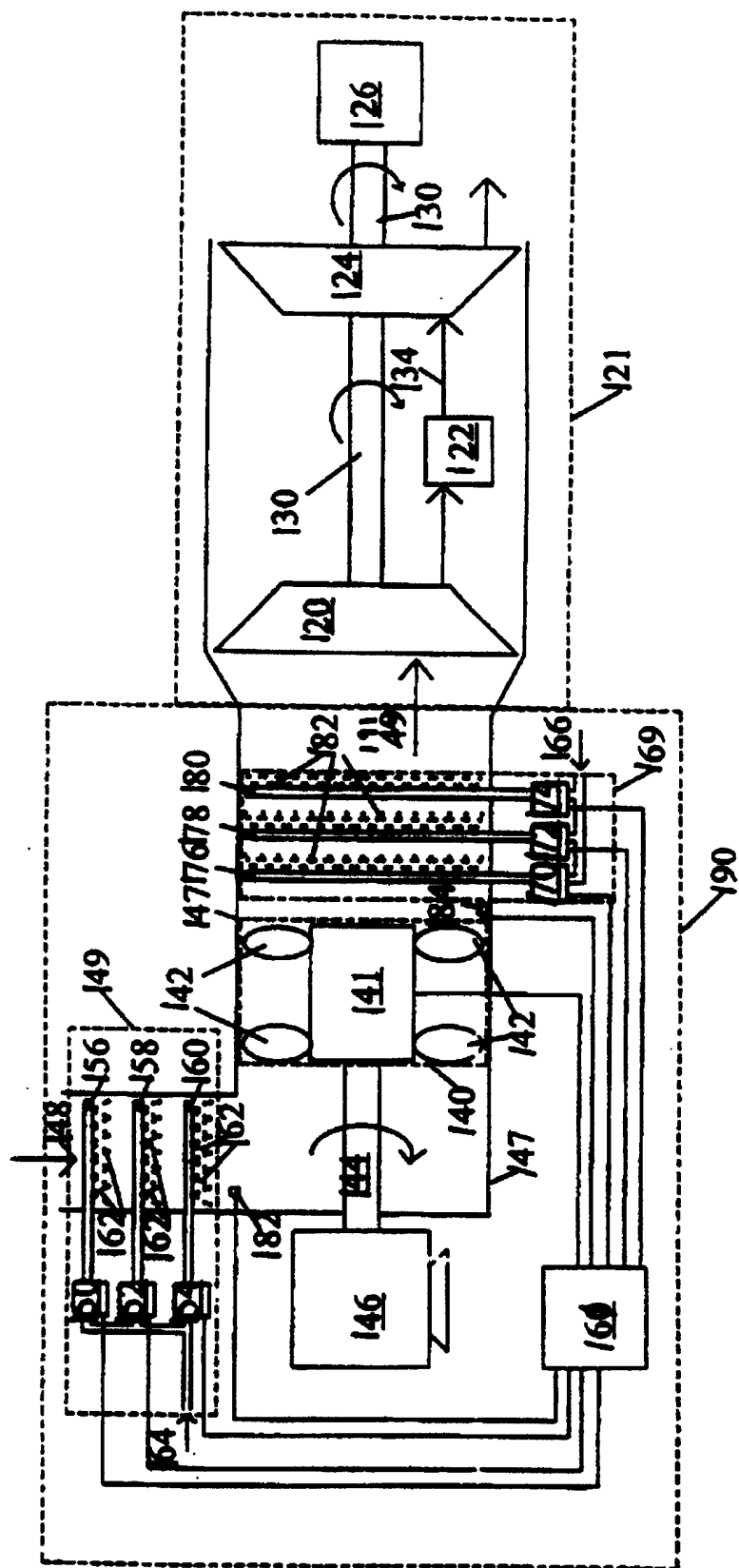


图18