

# 用于高温气冷堆发电设备的闭式循环氦气轮机装置

王 辉<sup>1</sup>, 王 冲<sup>2</sup>

(1. 哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036; 2. 黑龙江大学, 黑龙江 哈尔滨 150080)

**摘 要:**对 HTGR-GT 发电装置中的氦气轮机装置作了简要介绍, 叙述其循环、工质以及影响循环效率的关键因素, 并分析 HTGR-GT 发电装置布雷顿循环系统当前和近期的参数值。针对氦气轮机装置, 论述了涡轮、压气机、热交换器、转子、轴承和热氦气管道等主要部件的设计和结构特点, 并简要介绍了应用于氦气轮机的材料。最后指出在开发 HTGR-GT 发电设备中要重视两个关键技术问题: 一是开发出用于大功率机组的安全、可靠的磁性轴承; 二是免除放射性污染能进行安全运行和有效维护的问题。

**关键词:**发电装置; 氦气轮机; 热交换器; 材料; 设计

中图分类号: TM623.94

文献标识码: A

## 1 前 言

高温气冷堆—氦气轮机 (HTGR-GT) 发电设备是基于布雷顿循环利用冷却核反应堆的氦气直接在闭式循环氦气轮机中发电的装置。与压水堆汽轮机以及和高温气冷堆二回路汽轮机发电装置比较, HTGR-GT 发电设备具有下列优点: 固有的和被动的安全性、热效率高、系统简化、设备少、尺寸小和重量轻。技术经济评估表明: 对于热功率为 1 800 MW 的电站, 当用不同的热源和涡轮机

型号时, 带典型高温气冷反应堆和氦气轮机的方案在每千瓦功率造价和每千瓦小时电价方面均优于燃煤锅炉加汽轮机的方案。按整个方案的估价, 典型高温气冷反应堆加氦气轮机方案比锅炉加汽轮机方案便宜 35%, 比典型高温气冷反应堆加汽轮机方案便宜 24%。通过比较, 其优势尽显。

## 2 国外研究发展状况

20 世纪 70 年代, 美国和德国对于把直接循环闭式循环氦气轮机应用到高温气冷反应堆有着强烈的愿望。为此, 高温氦气冷却核反应堆热源 (HHT) 项目于 1968 年正式列入德国第三个原子能开发计划。美国通用原子能公司也在这方面做了许多工作。

尽管完成了重要的研究计划并在德国建造了一些主要的试验装置, 但由于缺乏高效率的回热器、与油润滑轴承有关的风险和在经济上没有竞争力, 这一工作曾被中断。

随着技术的进展, 在表明氦气最大温度为 850 °C 条件下高效率的板翅式回热器和磁性轴承可以接近 50% 净热效率后, 对 MHTGR-GT (模块式高温气冷堆

—氦气轮机) 装置恢复了研究。

当前, 有两个重要的 MHTGR-GT 研制计划正在进行。一是由英国和美国支持, 南非正在建造使用卵石床气冷反应堆热源的 100 MW 闭式循环氦气轮机装置; 二是由法国 Framatome 公司支持, 美国和俄罗斯正在研究一座使用 MHTGR-GT 的 300 MW 闭式循环氦气轮机装置。

## 3 直接循环与间接循环<sup>[1]</sup>

直接循环使用反应堆中的工作流体来直接驱动涡轮, 而间接循环通过热交换器加热另一种工作流体, 以便利用这种被加热的流体来驱动涡轮。

高温气冷堆采用布雷顿循环 (直接循环) 能实现高的循环效率, 发电效率可达 48% 以上, 因为它的系统能被简化并利用高的涡轮进口温度。与此相对照, 采用水/蒸汽在二回路内驱动汽轮机, 即兰金循环 (间接循环), 最高发电效率只能达到 38%。采用 MHTGR-GT 循环的另一个主要优点是, 可以简化高温气冷堆能量转换装置所必须的设备, 减少设备的运行和维护费用, 从而降低初投资费用。

间接循环系统应该表现出更高的安全可靠性能，因为使用通过热交换器的另一种工作流体，它能把放射性物质污染涡轮机的可能性减到最小，而且它的设计工作自由度更高。

#### 4 工作流体<sup>[2]</sup>

鉴于氦气的传热特性，MHT-GRGT 装置从备选流体中选择了惰性的氦气作为工作流体。

与空气相比（见表 1），对于闭式循环燃气轮机，氦气具有明显的优点。

由表 1 看到，氦气的物理特性包括：大的导热系数；大的比热；小的气体密度。

基于氦气的物理特性：可得到设计紧凑的热交换器；小温差下可得到大的热降（输出量）；小压比下可得到大的速度；即使通过微孔也泄漏；每单位质量具有大的体积。

#### 5 氦气轮机装置的型式

MHTGR-GT 装置中的氦气轮机装置通常采用中间冷却回热式闭式循环氦气轮机型式（见图 1）。

#### 6 影响循环效率的关键因素<sup>[3~4]</sup>

##### 6.1 关键的系统参数

影响 HTGR-GT 装置循环效率的主要系统参数包括：

压气机涡轮进口温度， $T_{in}$ ；

回热器效率， $\epsilon_{rec}$ ；

涡轮和压气机的绝热效率， $\eta_{t.ad}$  和  $\eta_{c.ad}$ ；

系统压力， $P_{out}$ ；

系统的  $\Delta P / P_{out}$ ，其中  $\Delta P$  是系统的压力降。

表 1 空气和氦气的物理性质

参 数	空 气	氦 气
音速 $m \cdot s^{-1}$		
在 20 °C 下	343	1 007
在 600 °C 下	584	1 738
定压比热 $C_p / J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$		
在 0.1 MPa、20 °C 下	1 010	5 274
在 3 MPa、600 °C 下	1 120	5 274
等熵指数		
在 0.1 MPa、20 °C 下	1.40	1.665
在 3 MPa、600 °C 下	1.36	1.665
导热系数 $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$		
在 0.1 MPa、20 °C 下	0.026 5	0.146 6
在 3 MPa、600 °C 下	0.062 8	0.328 7
动力粘性系数 $kg \cdot (ms)^{-1}$		
在 0.1 MPa、20 °C 下	$1.82 \times 10^{-5}$	$1.98 \times 10^{-5}$
在 3 MPa、600 °C 下	$3.87 \times 10^{-5}$	$4.18 \times 10^{-5}$
比重 $kg \cdot m^{-3}$	1.293 04	0.178 50

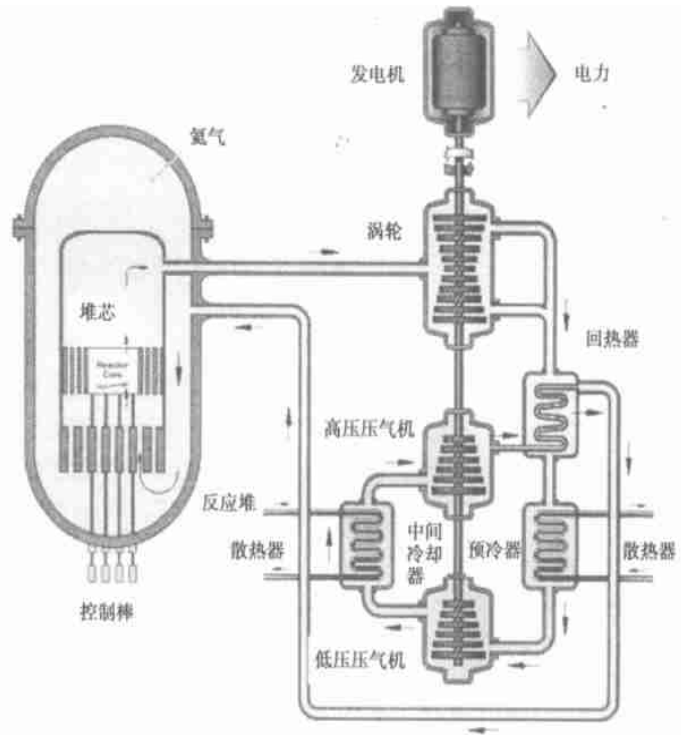


图 1 MHTGR-GT 装置系统图

循环效率可用下列公式求出：

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_{t.ad} \frac{T_{in}}{T_{min}} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) - \frac{3}{\eta_{c.ad}} \left(\gamma_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{\frac{T_{in}}{T_{min}} - \epsilon_{rec} \left(\frac{T_{in}}{T_{min}} \left(1 - \eta_{t.ad} \left(\left(\frac{1}{\pi_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)\right) - (1 - \epsilon_{rec}) \left(\frac{\gamma_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{\eta_{c.ad}} + 1\right)}$$

式中:  $\pi_c$ —压气机总压比,  $\pi_c =$

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} = 1 - \left( \frac{\Delta P}{P_{out}} \right)^3 r_p;$$

$\Delta P$ —系统的压力降;

$r_p$ —每个压气机的压比;

$T_{min}$ —循环中氦的最低温度

(式中温度均用 K 表示);

$\gamma$ —氦的等熵指数。

## 6.2 当前和近期的参数值

MHTGR-GT 装置所依据的布雷顿循环当前和近期的参数值示于表 2。

表 2 循环系统当前和近期的参数值

	当前技术值	近期技术值
$T_{in}/^{\circ}\text{C}$	850	1200
$\epsilon_{rec}/\%$	95(在 510 $^{\circ}\text{C}$ 下)	96(在 800 $^{\circ}\text{C}$ 下)
$P_{out}/\text{MPa}$	7	15
$\eta_{T, ad}/\%$	93	94
$\eta_{c, ad}/\%$	89	92
$\Delta P/P_{out}$	0.07	0.04
$\eta_{cycle}/\%$	51	64

从表 2 看到, MHTGR-GT 装置总的循环效率, 对于当前和近期的技术参数值分别可达到 51% 和 64%。

## 7 氦气轮机装置的关键部

### 件<sup>[1-2, 5-7]</sup>

闭式循环氦气轮机装置通常由高、低压压气机、涡轮、预冷器、中间冷却器和回热器组成, 并采用磁性轴承。

### 7.1 涡轮

利用冷却气冷反应堆的氦气作为工质, 区别于常规利用燃气作为工质的工业燃气轮机, 在氦气涡轮设计中需要考虑如下几点:

(1) 因为氦气的比热比空气大 5 倍, 在相同的温降下其焓降要比空气大得多, 所以氦气涡轮

需要比工业燃气轮机更多的级数, 从而导致更小的轮盘直径和更长的转子长度, 在单轴型氦气涡轮中更是如此。

(2) 由于级数多, 为了避免增加轴的长度, 通常采用高负荷设计, 选择较高的负荷系数,  $h/U^2$ 。

(3) 由于氦气的比重 (0.178 5 kg/m<sup>3</sup>) 小于空气的比重 (1.293 04 kg/m<sup>3</sup>), 并且氦气轮机压比远远低于工业燃气轮机的压比, 因此在工作过程中氦气的体积变化非常小, 导致涡轮流通部分的变化小, 从涡轮第一级到最后一级叶片高度的变化很小。

(4) 由于级数多、转子长, 对于动叶片往往采用宽弦叶片, 以便减少叶片的数目并改进它的耐振强度。可供采用的另一个方案是采用轻量化的空心叶片, 以便减少重量和由于减小了离心力使得作用于轮盘及作用于轮盘和叶片之间连接的应力降低。

(5) 在氦气轮机采用磁性轴承的情况下, 由于磁性轴承是基于磁悬浮原理工作, 为了保证涡轮机械的安全, 将相应增加涡轮叶片顶部的间隙。为此, 要给动叶片装有叶冠和尖翅, 以使顶部间隙漏泄损失减到最少。

(6) 由于大的比热, 氦气涡轮的流量系数明显小于工业燃气轮机的流量系数 (典型值为 0.7), 前者往往在 0.4 附近。

(7) 在当前技术发展水平下, 涡轮进口温度为 850 $^{\circ}\text{C}$  或更小, 该温度低于叶片材料的耐热温度, 从而排除了叶片冷却的必要性。轮盘有大的直径, 并且适于这种大轮盘材料的耐热温度约 600 $^{\circ}\text{C}$ , 因此要求轮盘被冷却。

(8) 氦气的音速是空气音速的 3 倍, 导致氦气涡轮的轮周速

度不再受音速条件限制, 而受叶片离心力限制。

### 7.2 压气机

(1) 由于闭式循环氦气轮机装置的特点, 氦气压气机的总压比较低。由氦气工质性质决定, 与氦涡轮类似, 氦压气机的级数较多。

(2) 通常设计成低压压气机和高压压气机, 即使在单轴型装置中, 也区分成低压部分和高压部分, 两部分之间有中间冷却器。

(3) 由于氦气的比重小, 氦气轮机的压比小, 在工作过程中氦气的体积变化小, 所以从压气机第一级到最后一级叶片高度的变化很小。

### 7.3 热交换器<sup>[1, 8]</sup>

氦气轮机需要的热交换器有回热器、预冷器和中间冷却器, 并且要求它们效率高和结构紧凑。

由于氦气的比热是空气比热的 5 倍, 从而要求较小的传热面积, 导致可得到尺寸紧凑的热交换器。使用的热交换器元件示于图 2。

回热器通常使用板翅式紧凑热交换器, 可选择不同型式的翅片, 高 1.9 mm、板厚 0.1 mm、翅片与翅片间距为 1.0 mm 的偏置翅片能提供更高的传热效率。

中间冷却器用于减少压气机的耗功, 并提高回热式燃气轮机系统的效率。在中间冷却器中, 氦气被流过波状翅片扁平管的冷却水冷却。

预冷器通常使用已证明其效果的螺旋型盘管式热交换器。如果采用板翅式或翅管式热交换器, 则能够减少其安装空间。

研究表明, 在高温条件下扩散焊的强度明显高于钎焊的强度, 并且热力特性和费用优于螺

旋形盘管热交换器,使用扩散焊的紧凑式热交换器是用于 MHT-GRGT 装置回热器的最好方案之一。

### 7.4 转子和轴承

#### 7.4.1 转子的布置

转子的布置可以是垂直布置和水平布置。

垂直布置转子的优点是:(1)可以使用厂房起重机从动力转换容器取出转子或把转子装入其中;(2)可以把用于安装动力转换容器所需要的水平场地面积减到最小。

垂直布置转子的缺点是:(1)在低压压气机和高压压气机之间不能用膜片联轴器。所以氦气轮机的转子变长,以致于不能得到良好的转子动态特性;(2)在用分段活塞环密封的情况中,很难获得足够高的轴承支承刚度。此外,氦气可能漏泄;(3)轴向的磁性轴承必须承受转子的自重载荷。这样大的磁性轴承不能满足目前工艺水平的要求。

对于水平布置转子来说,动力转换容器被分成氦气轮机—发电机容器和热交换器容器。涡轮、压气机、发电机和中间冷却器被装入前者,回热器和预冷器被装入后者。这种布置具有以下优点:(1)旋转机械的环境是低温、均匀和低压力的氦气。因此,易于进行热膨胀吸收、隔热和气体密封的设计;(2)旋转机械和热交换器的维护要求不同。前者,要求进行对中、现场平衡、检查和更换;而后者要求对热交换器管子进行检查,必要时进行堵管。通过分隔开这些具有不同功能和要求的部件,可以改进可维护性。

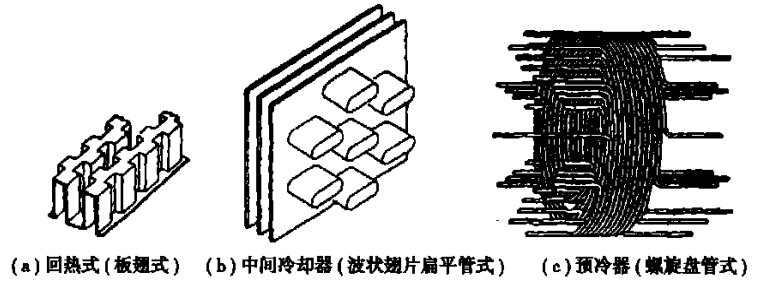
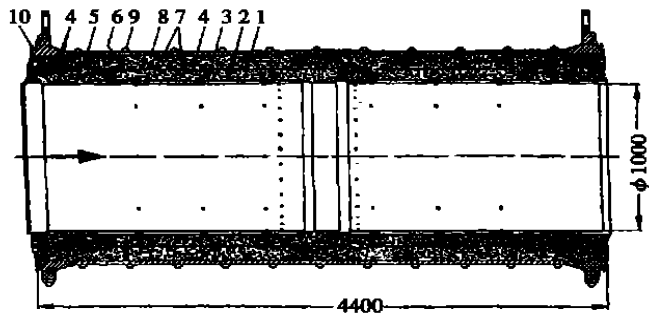


图 2 热交换器元件的结构

#### 7.4.2 轴承

在 HTGR-GT 装置中,最好不使用润滑油的轴承,以便消除滑

油进入氦气冷却剂以及由此产生的生成物粘附在纤维隔热层表面上的可能性。此外,也希望撤除



1-内衬管;2-穿孔薄板;3-金属丝网;4-中间的薄板;5-支承构件;6-固定螺栓;7-充填的隔热层;8-外壁;9-水冷却;10-焊接唇密封

图 3 具有内部隔热层的热氦管道的纵剖面图

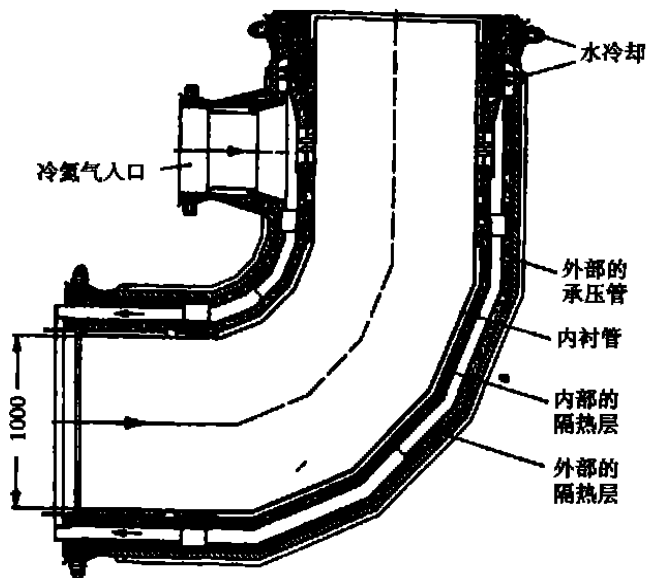


图 4 具有同轴流动的热气体管道弯管的纵剖面图

复杂和笨重的供油系统。

磁性轴承的特性为:无需润滑油;损失小;可以控制轴的振动;负荷能力不取决于转速。鉴于上述特点,它最适合用于 HTGR-GT 装置氦气轮机的延长轴长度的轴承系统。

磁性轴承的缺点是需要比较大的径向间隙和比较小的刚度值。此外,还需要在轴端提供作为备用轴承的滚珠轴承,以避免在启动和停机时接触。这时,使用备用电源可作为备用轴承的替代物。

### 7.5 热气体管道

在 HTGR-GT 装置的涡轮、压气机与热交换器之间设置有热氦气管道,以便输送氦气。图 3 表示了具有内衬管(由 Inconel 625 制成)和由铁素体钢制成的外部承压管的热气体管道的设计;内衬管和外部承压管之间围绕的体积充填高级纤维隔热层,外部承压管利用焊上的半管被水冷却。

通常,应用具有同轴流动引导的热氦气管。内管输送热的氦气,外部的环形空间输送冷的氦气。在内管的外表面上设置有高级纤维垫隔热层,承压管的内壁也具有高级纤维垫隔热层。图 4 以一段弯管作为例子表示了热气体管道的同轴设计。

### 8 材料<sup>[9]</sup>

研究表明,真空电弧熔炼的 Mo-TZM 的蠕变断裂强度比 IN713LC(铬镍铁耐热耐蚀合金)的高 3 倍,它是用于氦气轮机最佳的候选叶片材料。

试验表明,对于候选的热氦气管道,就长期蠕变性能而论 IN617 优于 Nimonic 86。

### 9 维护

通常规定氦气轮机定期检查的时间间隔不超过两年,但由于氦气轮机的工质是反应堆的冷却剂,虽然在装置中设置有氦气净化系统,放射性问题仍是检查中的一个重要内容。放射性是由涂覆在涡轮机表面、进口管与出口管表面上的核裂变产物造成的。预期人进入涡轮机进行维修是不可能的。因此,对于氦气轮机转子必须计划进行遥控检查和更换。

### 10 结 语

综上所述,HTGR-GT 直接发电装置具有效率高、设备少、投资费用和发电成本低等一系列优点,但是考虑其结构的特殊性及目前的研发状态及商业推广价值,有两个关键技术能否取得进一步的突破验证就显得尤为重要:一个是磁性轴承如何使用在更大功率机组(转子更重)的情况下;其次是由于取消了二回路,造成放射性污染问题,氦气轮机如何运行和维护也将是一个突出的问题。尽管如此,国际原子能机构(IAEA)已推荐高温气冷反应堆是下一代(第四代)核反应堆。不可否认,HTGR-GT 装置是核电站发展的方向。

### 参考文献:

[1] MATSUO E, TSUTSUMI M, OGATA K,

*et al.* Conceptual design of helium gas turbine for MHTGR-GT [A]. 1<sup>st</sup> International Topical Meeting on HTR Technology [C]. Beijing: Department of Nuclear Energy Engineering under the Tsinghua University, 1995. 95-109.

- [2] WEISBRODT I A. Summary report on technical experiences from high-temperature helium turbomachinery testing in Germany [A]. 1<sup>st</sup> International Topical Meeting on HTR technology [C]. Beijing: Department of Nuclear Energy Engineering under the Tsinghua University, 1995. 177-248.
- [3] SCHLEICHER R, RAFFRAY A R, WONG C P. An assessment of the brayton cycle for high performance power plants [R]. San Diego: General Atomics, 1998.
- [4] KUMAN K P. Analysis of a 115 MW, 3-shaft, helium brayton cycle using nuclear heat source [R]. New York: ASME, 2001-GT-523.
- [5] MUTO Y. Design study of helium turbine for the 600 MW<sub>t</sub> HTGR-GT power plant [A]. International Gas Turbine Congress [C], Kobe, JAERI, 1999. 14-19.
- [6] MUTO Y, ISHIYAMA S, FUKUYAMA Y, *et al.* Design study of helium turbine for the 300 MW HTGR-GT power plant [R]. New York: ASME, 2000-GT-159.
- [7] TAKADA S. Design study of power conversion system for the gas turbine high temperature reactor (GTHTR 300) [J]. 日本原子力学会和文论文志, 2002, 1(4): 341-351.
- [8] KUNITOMI K, TAKEDA T, HORIE T, *et al.* Development of compact heat exchanger with diffusion welding [A]. 1<sup>st</sup> International Topical Meeting on HTR technology [C]. Beijing: Department of Nuclear Energy Engineering under the Tsinghua University, 1995. 165-176.
- [9] NATESAN K. Materials behavior in HTGR environments [R]. Washington: U S Department of Commerce National Bureau of Standards Special Technical Publication, 2003.

用于高温气冷堆发电设备的闭式循环氦气轮机装置 = **A Closed Cycle Helium Gas Turbine Plant Used for a High-temperature Gas Cooled Reactor-based Electric Power Generation Unit** [刊, 汉] / WANG Hui (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), WANG Chong (Heilongjiang University, Harbin, China, Post Code: 150080) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 337 ~ 341

A brief account is given of the helium gas turbine plant installed in a HTGR-GT electric power generation unit. After a description of its cycle, working medium and key factors having an impact on its cycle efficiency analyzed are the current and near-term parameters of the HTGR-GT power generation unit-based Brayton cycle system. Regarding the helium gas turbine plant the design and construction features of its major components are discussed. They include the turbine, air compressor, heat exchangers, rotors, bearings and hot helium gas piping, etc. Materials used for the helium gas turbine are also briefly described. In conclusion, two key technical issues demanding close attention during the development of HTGR-GT power generation equipment are pointed out. They are: 1. the development of safe and reliable magnetic bearings to be used for a large-sized unit, 2. the elimination of radioactive pollution to ensure a safe operation and the realization of effective maintenance. **Key words:** power generation unit, helium gas turbine, heat exchanger, material, design

PSR 波纹板片的热强度分析 = **Thermal Strength Analysis of the Corrugated Plates of Primary Surface Recuperators (PSR)** [刊, 汉] / LIU Zhen-yu, CHEN Hui-er (Mechanical & Power Engineering Institute under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 342 ~ 345

Proposed is the strength design technology for an innovative compact recuperator, the so-called primary surface recuperator (PSR). In conjunction with the development of a PSR for an intercooled recuperator-based marine gas turbine with a 3.7 MW gas turbine serving as a background unit a physico-mathematical model is set up for analyzing the thermal strength of PSR plates on the basis of thermo-elastic mechanics and heat transfer theory. A contrast calculation was conducted for the thermal stresses being subjected to by three kinds of commonly seen corrugated heat-transfer plates. They feature elliptical, sine wave and parabola curves. An analysis is performed of the impact of plate thickness, pressure difference at two sides, plate temperature and shape on the thermal strength of the plates. The minimum design thickness of the plate based on von Mises equipotential stress limiting value is presented along with a study of the elastic deformation situation under the typical operating condition of the corrugated plates. The work conducted by the authors is of major reference value for the construction design of PSR. **Key words:** primary surface recuperator, corrugated plate, thermal stress

PG6581B 燃气轮机构成燃煤联合循环系统的性能分析 = **Performance Analysis of a PG6581B Gas Turbine-based Coal-fired Combined Cycle System** [刊, 汉] / WANG Li-wei, XU Xiang-dong (Key Laboratory of Electrical Power System & Power Generation Equipment Control and Simulation of the Thermal Energy Engineering Department under Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 346 ~ 349

The construction and features of a PG6581B gas turbine-based coke-carrying thermal partial-gasification coal-fired combined cycle system are described along with a calculation and analysis of the performance of the PG6581B gas turbine when firing coal gas of medium and low calorific value. The results of the calculation indicate that the output power and efficiency of the PG6581B will somewhat be reduced when firing the above-mentioned coal gas, but the reduction is within an acceptable range. A further analysis has revealed that by lowering the content of non-combustible constituents in coal gas, such as CO<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> and by increasing the H<sub>2</sub> content in the combustibles it is possible to enhance gas turbine performance. A preliminary calculation of the combined cycle system shows that the thermal efficiency of the PG6581B gas turbine-based coke-carrying thermal partial-gasification coal-fired combined cycle system can exceed 42%. **Key words:** coal-fired combined cycle, coke-carrying thermal partial-gasification, PG6581B, performance analysis

逆流喷雾式饱和器内湿化过程的实现研究 = **Experimental Study of a Humidifying Process in a Counter-flow Spray Saturator** [刊, 汉] / WANG Yu-zhang, LI Yi-xing, WENG Shi-lie, et al (Education Ministry Key Laboratory for