

燃气轮机叶片轮盘振动特性分析

(哈尔滨工业大学 航天工程与力学系, 黑龙江 哈尔滨 150006) 周传月 邹经湘

(哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036) 闻雪友 盛惠渝

摘 要: 对燃气轮机关键部件——叶片轮盘的振动特性和叶片轮盘振动的国内外研究状况作一简要综述, 涉及单只叶片振动、轮盘振动、叶片—轮盘耦合振动、带突肩和带冠叶片振动, 以及共振和颤振等方面, 同时给出了叶片和叶盘耦合系统振动特性计算分析的实例。

关 键 词: 燃气轮机; 叶片; 轮盘; 振动特性; 共振; 颤振

中图分类号: TK47

文献标识码: A

1 引言

叶片是燃气轮机的重要部件, 燃气轮机在研制和使用过程中曾经多次发生叶片振动损伤故障。据资料统计表明, 叶片振动事故约占燃气轮机总结构故障的三分之一, 因此研究叶片振动特性和排除叶片故障, 一直是燃气轮机设计、生产和使用中十分关注的问题^[1]。燃气轮机的正常运行很大程度上依赖于转动部件的结构完整性, 结构完整性又取决于部件抗稳态和振动应力的能力。在燃气轮机设计中, 与振动有关的疲劳破坏是转子叶片设计者遇到的最主要的问题。燃气轮机叶片的破坏即使在整机试验阶段没有问题的情况下也可能发生在可靠性试验阶段。有些机型在已通过验收试验, 产品开始生产

以后发生叶片振动损伤故障, 甚至有些航空发动机在飞行阶段发生叶片故障。工业燃气轮机叶片也频频发生故障, 事故报告中包括某燃机由于共振和颤振而发生了叶片折段的事故。这些问题使燃气轮机研制者对结构完整性有了新的认识, 也给从事基础性设计的工程师提出了技术挑战。对叶片、轮盘动力特性的清晰理解和气动、机械参数的认识, 以及它们对气动弹性特性的影响, 在设计阶段变得非常重要。燃机叶片的振动问题包括: (a) 不同转速下的共振, (b) 颤振—气动弹性失稳。这些振动有逐渐增大的趋势, 应力越来越大, 导致严重破坏。共振的一个重要特性就是当加速至共振转速时, 振幅迅速增大, 在共振转速时到达极值, 通过共振转速后迅速减小。颤振的特点是一旦出现气动弹性失稳有逐渐增大的趋势, 应力越来越大导致严重破坏。计算叶片共振和颤振所涉及的方面包括: (1) 在工作范围内的各种流动情况下, 叶栅的不稳定气动特性; (2) 工作范围内结构振动频率和模态; (3) 非气动的系统阻尼的确定; (4) 估计工作温度下的材料特性(疲劳强度、极限强度、弹性模量等), 进行结构完整性计算; (5) 识别气动参数(间隙、倾角、安装角等)和结构参数(频率、模态和阻尼等)。

2 单只叶片振动

实际燃气轮机转子结构中, 一定数量的叶片安装在轮盘上, 并以一定的结构形式组装成转子。为能理解整圈叶片的动力特性, 我们从单只叶片的动力特性开始讨论。叶片振动特性计算, 早期的梁模型已被板壳模型和三维实体模型所取代, 考虑叶冠和突肩的叶片模型将取代无冠和无突肩的模型。考虑轮盘柔度的叶片与轮盘耦合振动模型也被采用。当用有限元方法作为数值工具对单个叶片或成组叶片进行分析时, 研究和开发一个有限元分析过程是必要的。

2.1 叶片非线性有限元分析过程^[2~4]

用有限元方法计算叶片的振动问题, 通常用梁单元, 板壳单元或三维实体单元来离散叶片。梁单元只适合于分析细长叶片(大展弦比叶片), 与以梁弯曲理论为基础的其它数值近似计算方法相比没有显示出多大的优越性。板单元不能模拟叶片复杂的几何形状, 曲壳单元和三维实体单元比较理想^[1]。曲壳单元用少量单元便可较真实地描述叶片的复杂的几何形状, 并有一定的精度。三维实体单元对叶片几何形状的描述最真实, 考虑到叶型前后缘和

叶冠等部位较薄,采用非协调模式的三维等参元最适合。叶片高速旋转对其振动特性有显著的影响,因此必须考虑旋转离心力和几何非线性。

在局部坐标系 (ξ, η, ζ) 下,三维单元的未知位移的插值函数可以表示为:

$$\begin{cases} u = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) u_i \\ v = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) v_i \\ w = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) w_i \end{cases} \quad (1)$$

式中 N_i 为形状函数。坐标变换公式也可以表示成类似的形式

$$\begin{cases} x = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) x_i \\ y = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) y_i \\ z = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) z_i \end{cases} \quad (2)$$

单元大位移刚度阵由线性和大变形刚度阵两部分组成

$$[K_d]^e = [K_0]^e + [K_n]^e \quad (3)$$

单元载荷刚度阵

$$[K_c]^e = \Omega^2 \int_V [M]^T [S] [S] [M] dv \quad (4)$$

式中 Ω 为旋转角速度, $[S]$ 为 Ω 单位矢量在总体坐标系中的投影, $[M]$ 为单元的形状函数矩阵。

单元初应力矩阵

$$[K_\sigma]^e = \int_V [\sigma] [B]^T [\sigma] dv \quad (5)$$

式中 $[\sigma]$ 为应力矩阵, 单元质量矩阵

$$[M]^e = \int_V \rho [N]^T [N] dv \quad (6)$$

单元阵组装成叶片总体刚度阵, 形成增量形式的非线性有限元方程

$$\left([K_0] + [K_n] + [K_\sigma] - [K_c] \right) \{dU\} = \{d\Psi\} \quad (7)$$

式中 $\{dU\}$ 和 $\{d\Psi\}$ 分别为增量形式的位移及叶片所受的外力、内力向量和。经过迭代 $\{d\Psi\} \rightarrow$

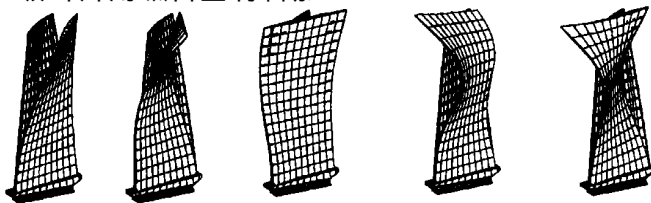
0, 此时对应叶片的平衡位置。最后求解广义特征值问题:

$$[K] \{q\} = \lambda [M] \{q\} \quad (8)$$

式中 $[K]$ 即为平衡位置求解中最后形成的总刚度矩阵, $[M]$ 为总质量阵。由此得到叶片在此平衡位置上微幅振动的固有频率和对应的模态形状。

2.2 计算实例

应用以上方法对许多实际工程中已经使用的叶片进行了计算。“斯贝”舰改发动机低压压气机第一级叶片用钛合金材料加



(a) 一阶弯曲振 (b) 弯曲—扭转复合 (c) 一阶扭转 (d) 二阶弯曲 (e) 二阶扭转

图 1 前 5 阶振型

工, 其弹性模量 $E = 1.148 \times 10^5$ MPa,

密度 $\rho = 4440$ kg/m³。叶片的最大工作转速为 $N = 8120$ r/min。利用 MSC.PATRAN 软件构造叶身、凸台和 T 形叶根的有限元网格。整个叶片的有限元模型情况见图 1, 共有 520 个节点, 232 个 8 节点三维实体单元。模型 1 中叶根接触中截面上节点取为固定边界条件, 模型 2 中叶身底部与叶根相接处节点固定(不考虑叶根)。计算结果与实测结构对比见表 1。由于叶片在离心力作用下的应力为拉应力, 所以提高了叶片结构的刚度, 通常各阶动频率高于静态频率。表 2 中列出了叶片一至五阶静频和最大

工作转速 8120 r/min 时的动频。可见离心力对基频的影响较大, 对高阶频率的影响较小, 对弯曲频率的影响较大, 对扭转频率的影响较小。叶根对计算结果也有影响, 准确的计算应对叶根模化。

3 轮盘振动

现代燃气轮机, 无论压气机盘还是涡轮盘都尽可能做得薄, 容易引起振动。在转子叶片振动和颤振分析中要考虑轮盘振动的

表 1 两种有限元模型计算结果与试验值的对比 Hz

阶数	1	2	3	4	5
模型 1	235.5	864.9	1065.3	1935.3	2439.1
模型 2	249.2	930.0	1093.7	2112.7	2554.6
试验值	237	850	1095	1894	2331
模型 1 误差	-0.63%	1.8%	2.7%	2.2%	4.6%
模型 2 误差	5.1%	9.4%	0.12%	11.5%	9.6%

表 2 动频与静频的比较 Hz

阶数	1	2	3	4	5
静频	235.5	864.9	1065.3	1935.3	2439.1
动频	337.6	949.0	1097.5	2048.7	2470.1
增加百分比	43.4%	9.7%	3.0%	5.8%	1.3%
振型	一阶弯曲	弯扭复合	一阶扭转	二阶弯曲	二阶扭转

影响, 在设计或排故中经常要了解盘的动力特性, 因此轮盘的动力特性越来越受到重视^[1]。与叶片相比, 轮盘是简单的对称结构, 用以安装叶片和传递叶片和轴的扭矩。作为燃机的一个部件, 一个典型盘的振动形式取决于轮盘的柔度。由于是圆形结构, 轮盘的振动模态通常表现为带有节径和节圆的以下三种振动形式:(1)

表 3 叶片与轮盘耦合振动模式

阶数	1	2
0, 1, 2	以轮盘振动为主	叶片和轮盘均振动
3	叶片和轮盘均振动	以叶片弯曲振动为主
4	叶片一阶弯曲振动为主	以叶片弯曲振动为主
5, 6, 7, ..., N/2	纯叶片一阶弯曲振动	纯叶片一阶弯曲振动

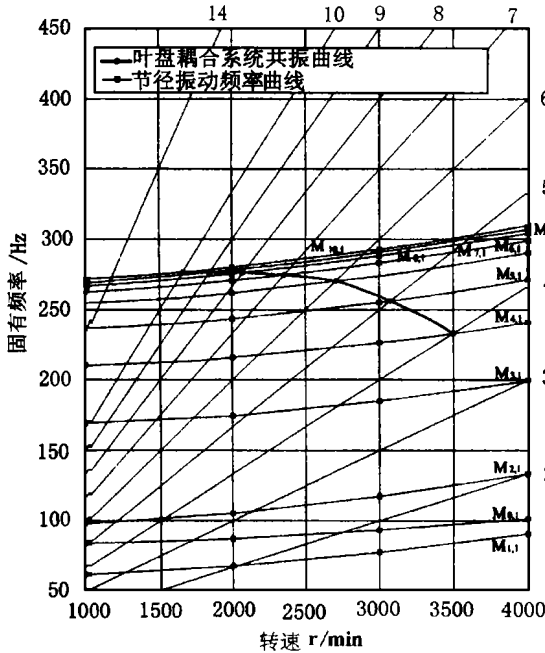


图 2 第四级叶片谐振图(计算)

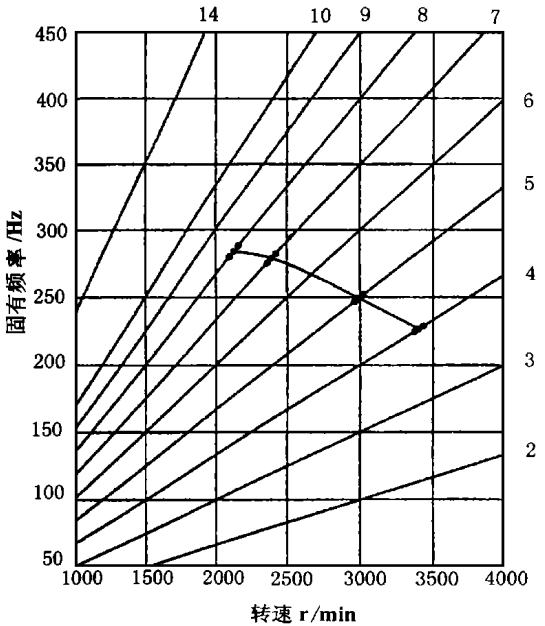


图 3 第四级叶片谐振图(测试)

节圆振动(伞形振动); (2)节径振动; (3)节径和节圆的复合振动。

节圆振动频率较低,低频激振力可能激起共振,在实验室容易作出。复合振动由于频率高,维持这种振动所需能量大。

这些模式可以相对固定到轮盘上或与转子运动方向相同或相反。旋转盘中通常观察到的是行波振动。后行波角速度与转子角速度相同时,静止观察者看到的是一个不随时间变化的空间静止波——驻波。此时轮盘的转速为驻波临界转速。在燃气轮机中,大小不变的偏心轴向力较之激起盘其它振动的交变力更容易出现,而且数值较大。驻波临界转速时,盘的振动很大,容易引起轮盘损坏。因此设计盘时应避免轮盘驻波临界转速在工作范围内出现。

4 叶片与轮盘耦合振动

早期燃气轮机轮盘较厚,轮盘本身固有振动频率相对于叶片而言很高,因而可以忽略轮盘的弹性,而只考虑根部固支或其它边界条件下叶片的振动。但是随着轮盘型面的减薄,叶片与轮盘的耦合作用必须加以考虑,

因此把叶片轮盘作为一个完整的

耦合系统来研究其固有振动特性是十分必要的。叶片轮盘系统在结构上呈现旋转周期性。若对此类叶片与轮盘系统直接用有限元方法进行完整结构的计算分析,由于叶片与轮盘的几何形状复杂,叶片数目又多,势必引入数万自由度的出现,使计算非常困难,甚至有时难于进行。根据叶片与轮盘结构的旋转对称特性,可应用波传播技术(Wave Propagation Technique)把有限元分析模型的区域局限于一个基本重复扇区之内,使求解规模大大降低。Mota Soares^[5]和Thomas^[9]等是最早利用特征值节化法和波传播技术或复拘束技术对实际盘叶系统进行有限元分析的先驱者。R. Henry和G. Ferraris的工作向前跨进了一步^[7]。国内外不少学者把子结构技术与在数学上和群论算法同构的某种方法(如波传播法、循环矩阵法和迁移矩阵法等)组合起来,提高盘—叶耦振分析的效率^[8,9]。本文作者利用有限元法和波传播技术计算分析了多种叶片轮盘系统,取得了很好的效果。某舰用燃气轮机动力涡轮第四级叶轮有 75 个叶片,取一个叶片和轮盘的 1/75 作为基本重复扇区,并在基本重复扇区建立有限元模型。由于叶片有 20° 的安装角,加之叶片数较多,用两径向平面无法从轮盘上切出包含一个完整叶片额重复扇形区来,因此采用与轴线交角为 10°,且夹角为 4°48'' (360/75) 的平面作为波传播界面。叶片与轮盘耦合振动的模式形状列于表 3 中,耦合系统的共振图见图 2 和图 3,可见计算结果与测试结果基本吻合。

5 带突肩和带冠叶片振动

对整圈安装叶片动力特性的

理解,在计算转子共振和颤振中是至关重要的。由于带突肩、叶冠和叶片的安装结构的任何耦合,不同于单个叶片的振动特性。已安装叶片系统的振动模态,受单个叶片振动特性、安装结构形式(包括成组、带冠或突肩等)、转速、温度、阻尼和失调等因素的影响。在计算共振和颤振中不但需要知道准确的振动频率,还需要知道准确的模态形状。在防止颤振和共振设计中出现了带拉金、带突肩和带冠叶片。在早期设计中,相邻叶片用拉金联接在一起,拉金和叶片之间可以提供阻尼,减小叶片振幅。由于在叶片的拉金孔边有应力集中,此技术在工程中已证明不甚合理。所以出现了突肩(Shroud)结构—单个叶片上的一个突出部,在转动时可以联锁,在组装转子中形成一个环,使各叶片耦合在一起。此技术已广泛应用于燃机工业中。研究表明突肩位于距离叶片根部 $2/3$ 高度处,稳定性最好。这种技术也带来了一种不易确定的情况。由于叶片相互支撑,转动时形成了一个连续环,它们在振动时接触面上有滑动摩擦的趋势。摩擦程度和阻尼大小的研究已有二十多年,但仍没有一个可接受的分析理论出现。振动形式的一致性取决于单个叶片振动特性的相似程度或失调程度。如果较小,几何和结构特性非常一致,振动形式可以很容易地区分为确定的节圆或节径振动。相反,一个失调系统可能使系统模态不能描述。研究表明转子周围气动或结构的不均匀性会影响转子叶片的固有模态、共振响应和颤振情况。由于间隙、安装角和叶片频率出现的不均匀性,将影响叶栅的气动特性。位于叶尖的突肩结构就形成

了叶冠结构。这种形式常用在燃机涡轮叶片中。冠的几何形状不同于叶片的突肩,大多呈现Z字形,但它们的作用是相同的。工程应用表明叶冠接触面之间会有磨损,变得没有以前紧,导致动力特性的变化。Hall和Armstrong^[10]实测数据表明紧状态的耦合振动而产生的一阶弯曲和叶边振动模态,当变松时频率降低。闻雪友^[11]、翁维雄^[12]等人对舰用燃气轮机带冠叶片作了许多理论和试验研究,提出了一些对工程应用有用的结论。目前,对叶冠减振特性的研究大多集中在接触摩擦阻尼的模型研究和模态、响应分析上^[13]。

6 气动弹性分析

颤振是气动弹性现象,所以影响它们的参数包括气动、结构和两者的组合。转子设计的关键是要同时满足结构和气动要求。颤振是由于叶片的振动和气流的不稳定而引起的;相反,共振是由于流动缺陷引起的。有许多气动激振源可能引起叶片共振,在转动叶片上产生随时间变化的力,包括压力分布不均匀,流体的冲击等。Kielb和Chiang^[14]对这些激振源给出了详细的讨论。影响叶片转动的气弹方面的重要参数包括:间隙,叶片数量;叶片几何形状,扭曲程度;叶片安装角,突肩或叶冠的位置以及相对角度;叶尖速度;叶片载荷,表面压力分布;进气或出气情况;折合频率(Reduced Frequency);叶片间相角(Interblade Angle);模态形状;机械阻尼;叶片间的耦合程度;失调(Mistuned)情况等。叶片颤振的气动弹性分析主要集中在频域和时域两个方面。频域分析过程中

假设叶片作简谐运动,叶片间相角为常数,气动弹性力假设为叶片位移的函数,运动方程归结为复特征值问题。频域分析建立的方程直观、计算费用低,限于线性系统。时域分析可以对所有的方程进行求解,突破了频域分析的一些限制。作为一个设计分析方法,时域分析是近年来的研究重点,一般认为要比频域分析消耗更多的CPU时间,适合非线性因素占主导的情况,详细论述参见文献[15~18]。

7 结论与展望

整圈叶片动力特性受单个叶片振动特性、安装结构形式(包括成组、带冠或突肩等)、转速、温度、阻尼和失调等因素的影响。计算共振和颤振,不但需要知道准确的振动频率,还需要知道准确的模态形状,气动阻尼和非气动阻尼。强迫振动(或共振应力)和稳定性(颤振)的预测将依赖于对气动力和结构特性的准确估计。气动力取决于叶片的外形、叶栅情况、叶片安装角、间隙密封情况和流动情况(亚音速、跨音速、超音速)等。

在过去的几十年中,在气动、结构、材料和测量技术等基础技术领域的创新已经使燃气轮机向大功率、高推重比、长寿命方向发展。目前,我们需要用非接触测量工具准确测量气动和结构特性、需要在气动和摩擦方面进行基础研究、试验以及分析,需要发展失调概念和基于统计分析的设计过程。

参考文献

- [1] 晏砾堂,朱梓根,宋兆弘等. 结构系统动力特性分析. 北京:北京航空航天大学

- 学出版社, 1989.
- [2] Bathe K J. Finite element procedure in engineering analysis. Prentice-Hall Inc, 1982.
- [3] 何君毅, 林详都. 工程中非线性问题数值方法. 北京: 国防工业出版社, 1993.
- [4] 张汝清, 詹先义. 非线性有限元分析. 重庆: 重庆大学出版社, 1990.
- [5] Mota Soares C A, Petyt M. Finite element dynamic analysis of practical bladed disks. Journal Sound and Vibration 1978, 61: 561 ~ 566.
- [6] Thomas D L. Dynamics of rotationally periodic structures. Int J Num Meth Engng 1979 14: 81 ~ 88.
- [7] Henry R Ferrais G. Substructuring and Wave Propagation: An efficient technique for Impeller dynamic analysis. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106, 2 ~ 10.
- [8] 胡海岩. 循环对称结构振动分析的广义模态综合法. 振动与冲击, 1986, 4, 1 ~ 7.
- [9] 张锦. 带有 N 条叶片的轮盘耦合系统的主模态分析— C_{NV} 群上对称结构的模态综合. 固体力学学报, 1984, 4: 469 ~ 481.
- [10] Hall R M, Armstrong E K. The vibration characters of an assembly of interlock shrouded turbine blades. Structural Dynamic Aspects of Bladed Disk Assemblies, Srinivasan A V, ed. ASME, 1976.
- [11] 闻雪友, 刘岩. 涡轮转子整圈带冠叶片振动分析. 船舶工程, 1993, (2): 15 ~ 19.
- [12] 翁维雄. 燃气轮机轮盘和叶片振动特性的多通道无线电遥测. 中国造船, 1982, (3): 21 ~ 25.
- [13] 胡寻峰. 带摩擦阻尼叶片与轮盘耦合系统的振动分析. 航空动力学报, 1998, 14(4): 375 ~ 379.
- [14] Keilb R E, Chiang H D. Recent advancements in turbomachinery forced Response Analysis. AIAA Joint Propulsion Conference Proc. 1992, (28).
- [15] Srinivasan A V, Fabunmi J A. Cascade flutter of cantilevered blades. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 107: 121 ~ 125.
- [16] Srinivasan A V, Tavares G G. Direct use of unsteady aerodynamic pressures in the flutter analysis of mistuned blades. Journal Physics, 1995, 3(5): 525 ~ 530.
- [17] Hall K C, Lorence C B. Calculation of three dimensional unsteady flows in turbomachinery using lineared harmonic euler equations. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 800 ~ 809.
- [18] Bakhle M A. Time domain flutter analysis of cascades using a full-potential solver. AIAA Journal, 1992, 30(1): 15 ~ 158.

(渠 源 编 辑)

(下接 231 页)

才能满足潜热传递和显热传递尤其是潜热传递的热量要求。水量很大时情况就不同了, 比如说水温降低 1°C , 不仅仅提供汽化所需潜热, 而且还可以将空气加热不止 1°C (图 10), 所以温度曲线的相对变化就大不相同。入口水量足够大时, 空气被加热的极限状态是其温度等于入口水温并达到饱和, 但因为过程存在热阻, 实际上这一极限状态不可能达到。

在 HAT 循环中, 既希望湿化器出口水温尽量低, 以充分回收系统低温余热, 又希望出口空气含湿量尽量大、温度尽量接近入口水温, 以增大系统输出功率和充分吸收循环水中的低温热能。显然, 二者对湿化器参数的要求是相互矛盾的(前者要求湿化水量尽可能少, 后者要求湿化水量尽可能多), 必须折衷选择, 而最有利的折衷参数所对应的即是湿化器的最佳工作状态。

4 结论

本文从传热传质基本原理出发, 建立了湿化器的数学模型, 研究了湿化器的工作规律。指出目前通常采用的某些处理方法如预先规定湿化器出口工质状态, 是不合理的, 而把湿化器的工作过程视为一

个统一的阶段, 则是不全面的。

文中给出了理论水量的定义, 即湿化器出口空气达到饱和所需要的最小湿化水量。当湿化水量大于理论水量时, 湿化器的工作过程分为两个阶段, 两个阶段特点不同, 数学模型也不相同。第二阶段的传热和传质强度都很大, 在湿化器中占有重要地位, 分析和设计时必须予以考虑。湿化器中, 水可以被冷却到低于入口空气温度, 空气可以被加热到接近入口水温, 这很大程度上取决于湿化水量的多少。

参考文献

- [1] Rao A D. A feasibility and assessment study for FT4000 Humid Air Turbine(HAT). EPRI RP- 3251- 05. 1993.
- [2] Stecco S S. The Humid Air Cycle: Some thermodynamic considerations. ASME Paper 93-GT- 77.
- [3] Lindgren G. The HAT Cycle, a possible future for power and cogeneration. Proc. of the FLOWERS Congress. Italy, 1992.
- [4] Chiesa P. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1995, (3)
- [5] 胡伦桢(译). 循环水的蒸发冷却. 中国工业出版社, 1965.
- [6] 化学工程手册编辑委员会. 化学工程手册第四卷. 化学工业出版社, 1989.

(复 编)

换热器网络优化研究进展= **Recent Developments Concerning the Optimization Study of Heat Exchanger Networks** [刊, 汉] / Zhang Junhua, Ying Qijia, Huang Weimin (Power Engineering College under the Shanghai University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —201~204

This paper presents the most recent developments both at home and abroad in the study of heat exchanger networks (HEN). Two different methods for the study of heat exchanger networks are compared in detail and a brief description is given of the study of HEN dynamic characteristics. The authors hold that the use of a pinch theory and a mixed integer nonlinear optimization program to other power systems, such as refrigerating and air conditioning systems, can also be conducive to the energy-savings of these systems. In conclusion, the proper orientation of research and development of the HEN has been indicated. **Key words:** heat exchanger networks, pinch theory, mixed integer nonlinear optimization

燃气轮机叶片轮盘振动特性分析= **An Analysis of the Vibration Characteristics of a Gas Turbine Bladed Disc** [刊, 汉] / Zhou Chuanyue, Zou Jingxiang (Department of Aerospace Engineering and Mechanics, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001), Wen Xueyou, *et al* (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —205~209

A brief survey is given of the current status concerning the research at home and abroad of the vibration characteristics of a bladed disc, the key component of a gas turbine. The vibration characteristics studied in this paper pertain to the following elements and components: a single blade, a turbine disc, a blade-disc coupled system and shrouded blades. Also studied are the resonance and flutter occurring in the above-cited elements. In the meantime, a specific example for the calculation and analysis of the relevant vibration characteristics has been presented of the blade and blade-disc coupled system. **Key words:** gas turbine, blade, disc, vibration characteristics, resonance, flutter

垂直浓淡煤粉燃烧方式下炉内拟序结构研究= **A Study of the In-furnace Coherent Structure under a Vertical Bias Pulverized-coal Combustion Mode** [刊, 汉] / Wang Chungang, Zhu Qinyi, Yin Xiangmei, *et al* (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —210~215, 225

With the help of a particle dynamic analyzer (PDA) system an experimental and analytical study of the turbulent flow characteristics has been conducted of the in-furnace coherent structure in a tangentially fired furnace under a vertical bias pulverized-coal combustion mode. The in-furnace coherent structure can have an effect on the mixing of the primary air with a main flow field. The results of the above study show that the interaction of the primary air jet flow and the transverse jet flow at the upper stream results in the formation of a wake eddy and a shear eddy respectively at the back-of-flame side and at the flame-facing side. In this regard, there exists in the wake eddy and shear eddy a relatively high turbulent kinetic energy and shear stress, which may play a major role in controlling the diffusion of particles in the furnace. Based on a theoretical analysis the authors conclude that the vertical bias pulverized-coal combustion mode can give rise to certain conditions, unfavorable for the burn-up of pulverized coal particles, thus triggering the formation of slags on boiler water walls. **Key words:** coherent structure, particle dynamic analyzer, vertical bias combustion

增压流化床燃烧煤水混合物管内输送阻力特性研究= **A Study on the Characteristics of In-tube Transmission Resistance of Coal-water Mixture Burned in a Supercharged Fluidized Bed Furnace** [刊, 汉] / Meng Lingjie, Zhang Mingyao (Thermal Energy Engineering Institute under the Southeastern University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —213~214, 242

Coal-water mixture can be assumed as pertaining to a generalized non-Newton fluid of two-phase solid-liquid flow and its in-tube flow is characterized by a slip (negative slip) flow phenomenon. On this basis deduced in this paper is a similitude criterion, featuring the flow state of the above-cited coal-water mixture in pipes. Furthermore, a new and simple method has been proposed for determining the in-tube resistance properties of such a coal-water mixture from an engineering perspective. **Key words:** supercharged fluidized bed, coal-water mixture, generalized Reynolds number

GT25000 燃机试验工艺基架动态特性研究= **A Study of the Dynamic Characteristics of a Technological Base-frame for GT25000 Gas Turbine Test** [刊, 汉] / You Guoying (Wuxi Division of Harbin No. 703 Research Institute, Wuxi, Jiangsu, China, Post Code 214151) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3).