

长外伸段转子高速动平衡时支承方式的研究

祁乃斌, 袁 奇, 饶金阳

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要: 大容量汽轮机, 受排汽结构的限制, 低压转子的外伸段需要加长, 而受长外伸段转动惯量的影响, 给转子进行厂内高速动平衡带来了很大困难。为了研究长外伸段转子高速动平衡时的支承方式, 搭建了长外伸段模型转子试验台, 分别进行了支承外移和加辅助支承的试验。试验结果表明, 对于长外伸段转子, 采取加辅助支承的方法能更有效地减小转子主跨支承处的一阶共振振幅, 且辅助支承的位置存在一个最佳值。

关 键 词: 长外伸段; 转子; 高速动平衡; 支承方式

中图分类号: O347.6 文献标识码: A

引 言

随着科学技术的不断发展, 汽轮发电机组的单机容量不断增大, 轴系和单转子变得更加细长^[1~3]。又由于受排汽结构的限制, 单根转子尤其是低压转子的外伸段需要加长, 而长外伸段转子的甩头作用及其转动惯量的影响, 给转子进行厂内高速动平衡带来了很大困难, Kirk, R.G. 等人对外伸段转子振动的起因做了理论分析和试验研究^[4], 国内也有不少学者对这一问题做了相应的研究^[5~10]。文献[5]指出, 对于长外伸段转子, 可以将外伸端的不平衡与转子本体的不平衡分别考虑, 用外伸端附加的振动传感器将其甩头作用调整到最小, 同时将转子本体的平衡在高速下调整到最佳状态。文献[7]则提出, 通过支承的优化组合来改善悬臂柔性转子的动力特性, 从而减小转子进行高速动平衡的难度。

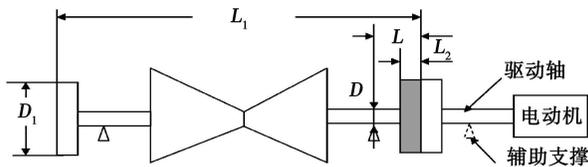


图 1 日立公司关于长外伸段转子高速动平衡时加辅助支承判据的示意图

美国西屋公司根据其以往经验制定的动平衡标准指出, 转子的外伸段长度超过 45 in (1.143 m) 时, 需要加一个带有支承的短轴^[11]。日立公司则根据自己的经验, 对于长外伸段转子进行厂内高速动平衡时是否需要加辅助支承提出了自己的判据, 如图 1 和式(1)所示。

$$V = W_1 L^3 / D^4 \quad (1)$$

式中: V —判据指示值, kg/m ; W_1 —图 1 中阴影部分所示的联轴器质量, kg ; L —转子外伸段长度, m ; D —转子外伸段轴颈处的直径, m 。

日立公司指出:

若 $V < 53\,574.8 \text{ kg/m}$, 则转子进行厂内高速动平衡时不需加辅助支承;

若 $V \geq 53\,574.8 \text{ kg/m}$, 则转子进行厂内高速动平衡时需加辅助支承。

上海汽轮机有限公司引进型 300 MW 汽轮发电机组低压转子, 外伸段长度为 1.554 m, 在进行厂内高速动平衡时, 是采用支承外移约 0.575 m 来完成的, 高速动平衡的精度从 2.1 mm/s 提高到 1.5 mm/s^[11]。

参考日立的判据, 搭建了长外伸段模型转子试验台, 进行加辅助支承和支承外移的试验研究, 考察这两种方法对于模型转子振动的影响, 为实际的长外伸段转子进行厂内高速动平衡提供一些有价值的建议。

1 试验方案

按照日立判据, 计算分析了在不同外伸段长度条件下转子外伸端分别安装不同圆盘时的判据指示值 V , 各圆盘的质量如表 1 所示, 根据试验台的实际条件, 最终采用 5 号圆盘作为转子外伸端的圆盘^[12], 其在不同外伸段长度时的判据指示值 V 如表 2 所示, 其中模型转子外伸段的轴直径均为 0.01 m。

收稿日期: 2007-07-06; 修订日期: 2007-08-14

基金项目: 国家“973 计划”大型动力装备制造基础研究基金资助项目(2007CB707705)

作者简介: 祁乃斌(1983-)男, 甘肃武威人, 西安交通大学硕士研究生

表 1 试验台中各圆盘质量

圆盘编号	圆盘质量 M/kg
1	0.631
2	0.785
3	0.634
4	0.635
5	0.474
6	0.474
7	0.471

由此得到了模型转子需要加辅助支承的外伸段长度变化范围,并设计了转子支承外移和加辅助支承的试验方案。

1.1 长外伸段模型转子支承外移的试验方案

长外伸段模型转子支承外移的试验布置如图 2 所示,图中试验台底座上相邻两个安装孔中心线之间的距离均为 0.021 m,转子直径为 0.01 m,总长为 0.5 m。

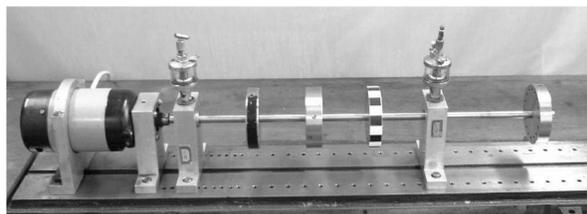


图 2 长外伸段模型转子支承外移的试验布置简图

图 3 是长外伸段模型转子支承外移试验台的示意图,图中 H 为转子 1 号和 2 号支承中心之间的距离, L 为转子外伸段的长度,测点 1 和测点 2 分别指 1 号和 2 号支承附近横向振动位移的测量位置,振动位移测量采用 $\phi 8$ mm 的电涡流传感器,信号采集采用美国 LDS-Dactron 公司的 Focus-II 数据采集系统,它有 16 个通道,其中一个为转速测量通道,转速信号由光电转速传感器获得,信号分析采用 RT Pro Focus 6.06 分析软件。

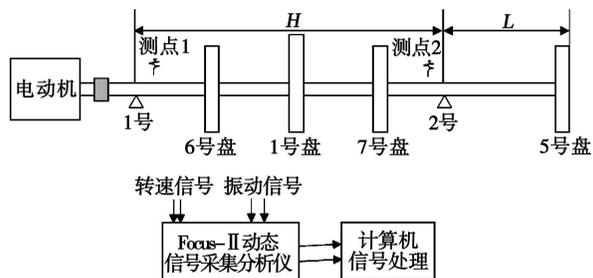


图 3 长外伸段模型转子支承外移的试验示意图

表 2 是模型转子支承外移试验的具体方案,转子的初始外伸段长度 $L=0.1375$ m,把 5 号盘安装

在外伸端;而把 6 号盘、1 号盘和 7 号盘对称安装在 1 号支承和 2 号支承之间,同时把两个振动位移传感器探头分别安装在 1 号支承和 2 号支承附近。将 2 号支承位置依次向 5 号盘的方向移动,2 号支承附近的振动位移传感器也随之外移,即外伸段长度 L 依次减小为 0.116 5 m、0.095 5 m 和 0.074 5 m,但主跨内的 3 个圆盘保持位置不变;记录 2 号支承每次移动前后测点 1 和测点 2 处横向振动位移随转速变化的曲线,比较 2 号支承在各个位置时测点 1 和测点 2 处横向振动位移峰值,找出 2 号支承合适的安装位置及 2 号支承外移量的范围。

表 2 模型转子外伸端安装 5 号圆盘时支承外移的试验方案

试验次序	模型转子外伸段长度 L/m	V 判据		备注
		指示值/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$		
1	0.137 5	123 221.5		大于临界值
2	0.116 5	74 947.3		大于临界值
3	0.095 5	41 284.6		小于临界值
4	0.074 5	19 599.6		小于临界值

注:日立加辅助支承判据 V 临界值为 53 574.8 kg/m

1.2 长外伸段模型转子加辅助支承的试验方案

长外伸段模型转子加辅助支承的试验布置如图 4 所示,图中试验台右端为带辅助支承的短轴,直径为 0.01 m,长为 0.1 m。

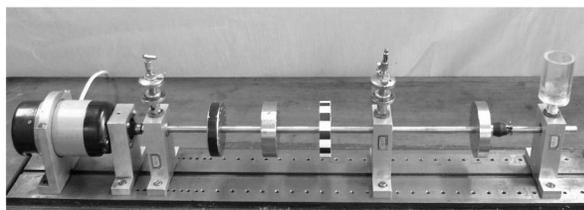


图 4 长外伸段模型转子加辅助支承的试验布置

图 5 是长外伸段模型转子加辅助支承的示意图,图中 s 为辅助支承中心到联轴器右端的距离。

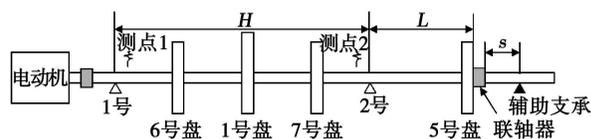


图 5 长外伸段模型转子加辅助支承的试验示意图(数据采集同图 3)

表 3 给出了模型转子加辅助支承试验的具体方案,选择模型转子的外伸段长度 $L=0.1375$ m 后,把 5 号盘安装在外伸端,把 6 号盘、1 号盘和 7 号盘对称安装在 1 号支承和 2 号支承之间,同时把两个

振动位移传感器探头分别安装在1号支承和2号支承附近;再在外伸端安装上辅助短轴和辅助支承;辅助支承中心的初始位置 $s=0.0345\text{ m}$ 。1号支承和2号支承及两者之间的各个圆盘和振动位移探头的安装位置保持不变,依次调整的大小即调整辅助支承的安装位置,记录辅助支承每次移动前后测点1和测点2处横向振动位移随转速变化的曲线,比较辅助支承在各个安装位置时测点1和测点2处横向振动位移峰值的大小,找出辅助支承的最佳位置。

表3 模型转子加辅助支承的试验方案

试验次序	辅助支承中心到联轴器右端的距离 s/m
1	0.0345
2	0.0555
3	0.0765

2 试验结果与讨论

表4 测点处横向一阶共振振幅与支承外移量的关系表

外伸段长度 L/m	支承外移量 x/m	测点1处一阶共振振幅 $A_1/\mu\text{m}$	振幅相对变化率 $a/\%$	测点2处一阶共振振幅 $A_2/\mu\text{m}$	振幅相对变化率 $b/\%$
0.1375	0	95.1	0	187.0	0
0.1165	0.021	95.6	0.5	187.6	0.3
0.0955	0.042	93.4	-1.8	168.2	-10.1
0.0745	0.063	85.3	-10.3	140.1	-25.1

注: a—2号支承外移到新的安装位置后测点1处的一阶共振振幅与外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时测点1处的一阶共振振幅的相对变化率;

b—2号支承外移到新的安装位置后测点2处的一阶共振振幅与外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时测点2处的一阶共振振幅的相对变化率。

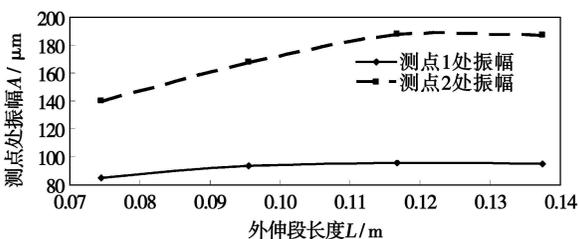


图6 模型转子轴颈附近测点处横向一阶共振振幅与外伸段长度的关系曲线

从表4可以发现,与转子外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时的初始位置相比,当支承外移量较小时,测点处的振幅变化不大;当支承外移量 x 达到 0.063 m 即外伸段长度 $L=0.0745\text{ m}$ 时,此时 $V=19\ 599.6 < 53\ 574.8\text{ kg/m}$ 测点处的振幅虽有明显的下降,但此时幅值仍然是处于较高的水平;其趋势曲线如图6所示,从图中可以看出,随着2号支承外移量的增大,测点2处的横向一阶共振振幅要比测点1处的下降得

将动态信号采集分析仪(Focus-II)记录的转子转速和测点处横向振动位移的信号输出到计算机中,使用该分析仪配套的分析软件(RT Pro Focus 6.06)对信号进行预处理,再采用自己编写的程序对信号数据作进一步处理,得到转子测点处横向振动位移随转速变化的数据,并用绘图软件绘制相应的振动响应曲线,同时找出转子的一阶共振转速和相应的共振振幅。比较转子在支承外移或者加辅助支承条件下测点处一阶共振转速下的共振振幅的大小,以找出合适的支承外移量和辅助支承的最佳安装位置。

2.1 长外伸段模型转子支承外移的试验结果

图3和表2显示模型转子的2号支承外移时,转子外伸段长度 L 依次为 0.1375 、 0.1165 、 0.0955 和 0.0745 m ,此时转子测点1和测点2处一阶共振转速下的共振振幅与2号支承外移量的关系,如表4所示。

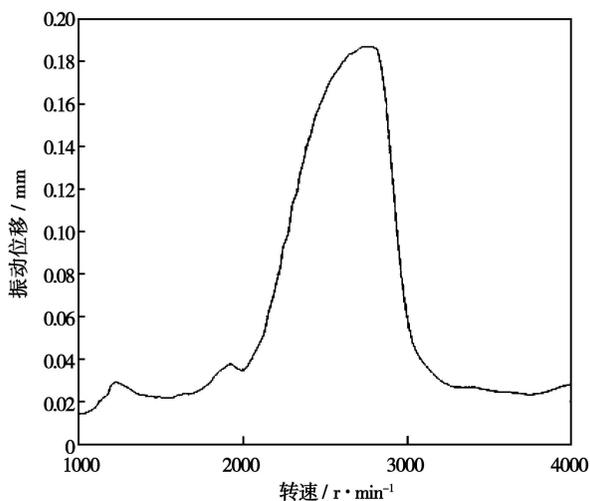
快,表明2号支承的振幅对支承外移更为敏感。

图7为转子外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时两测点处横向振动位移响应曲线。

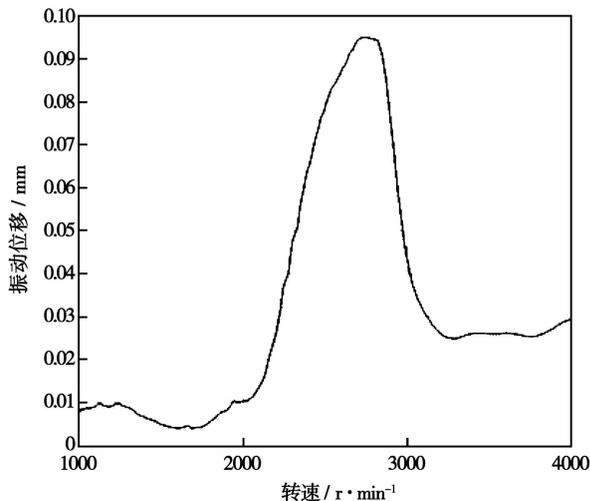
2.2 长外伸段模型转子加辅助支承的试验结果

图5和表3显示,辅助支承中心到联轴器右端的距离 s 依次为 0.0345 、 0.0555 和 0.0765 m ,此时转子测点1和测点2处在一阶共振转速下的共振振幅与辅助支承位置的关系如表5所示。

从表5可以发现,将两测点处的一阶共振振幅与外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 且不加辅助支承时的试验值相比,加辅助支承后,该值均有大幅减小,振幅相对变化率最大为 -78% 。其变化趋势曲线如图8所示,从图中可以看出,随着辅助支承的逐渐外移,测点2处的一阶共振振幅先减小后增大,而测点1处的一阶共振振幅则是一直增大的;因而辅助支承的理想安装位置为辅助支承中心到联轴器右端的距离 $s=0.0555\text{ m}$ 时的位置。



(a) 测点1处的振动响应曲线



(b) 测点2处的振动响应曲线

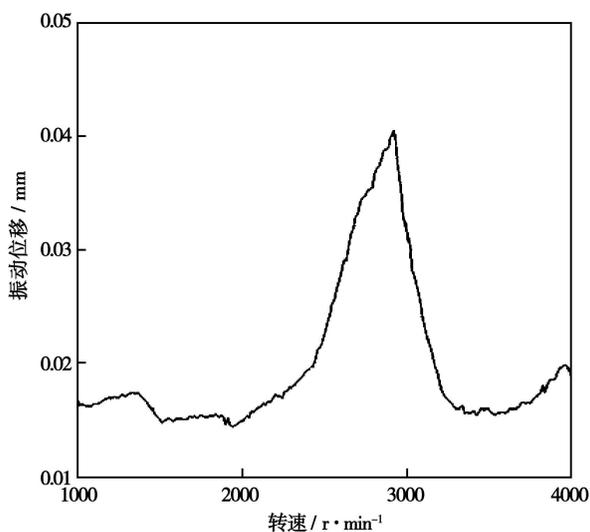
图 7 模型转子外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时测点 1 和测点 2 处的振动响应曲线

表 5 测点处横向一阶共振振幅与辅助支承的位置关系

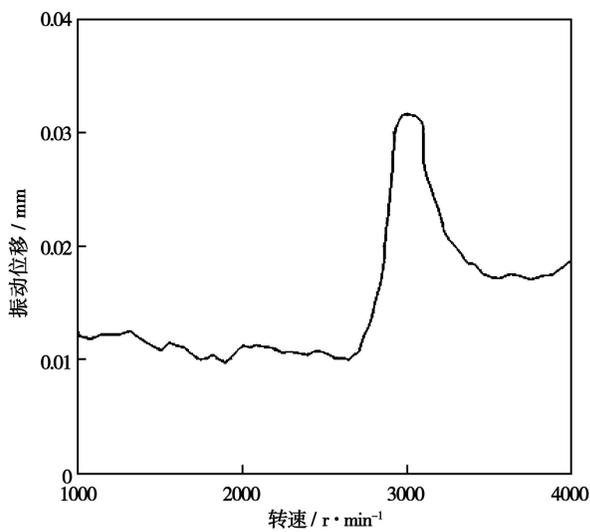
辅助支承中心到联轴器右端的距离 s/m	测点 1 处一阶共振振幅 $A_1/\mu\text{m}$	与不加辅助支承时的相对变化率/%	测点 2 处一阶共振振幅 $A_2/\mu\text{m}$	与不加辅助支承时的相对变化率/%
0.034 5	28.2	-70	52.9	-72
0.055 5	31.7	-67	40.4	-78
0.076 5	43.4	-54	54.2	-71

注：“与不加辅助支承时的相对变化率”是指模型转子加辅助支承时相应测点处一阶共振振幅与不加辅助支承且外伸段长度 $L=0.1375\text{ m}$ 时一阶共振振幅的相对变化率。

图 9 为辅助支承中心到联轴器右端的距离 $s=0.0555\text{ m}$ 时两测点处横向振动位移响应曲线。



(a) 测点1处的振动响应曲线



(b) 测点2处的振动响应曲线

图 9 辅助支承中心到联轴器右端的距离 $s=0.0555\text{ m}$ 时测点 1 和测点 2 处的振动响应曲线

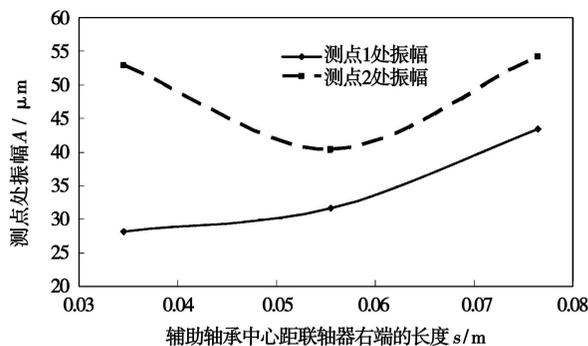


图 8 模型转子轴颈附近测点处一阶共振振幅与辅助支承位置的关系曲线

3 结 论

(1) 对于试验中的长外伸段模型转子,与支承外移方法相比,加辅助支承的方法能更有效地减小转子主跨内振动,且辅助支承的位置存在一个最佳值,图8则表明辅助支承中心到联轴器右端的距离 $s=0.0555\text{ m}$ 时的安装位置较为理想。

(2) 对于试验中的长外伸段模型转子,如果采用支承外移的方法,当外伸段长度使得日立判据值 V 大于 $53\ 574.8\text{ kg/m}$ 或者与 $53\ 574.8\text{ kg/m}$ 相近时,支承外移对减小转子主跨内振动效果不明显;只有当外伸段长度使得日立判据值 V 小于 $53\ 574.8\text{ kg/m}$ 较多时,才能明显地降低主跨内振动。

(3) 长外伸段模型转子支承外移和加辅助支承的试验,证明日立关于长外伸段转子厂内高速动平衡是否需要加辅助支承的 V 判据具有较好的可信度。

在完成试验的过程中,得到了叶轮机械研究所毛靖儒研究员、博士生刘观伟及王顺森,李连钧和嵇振威师傅的帮助,在此向他们表示深深的谢意。

参考文献:

- [1] 韦海波. 大型汽轮机组低压转子振动分析与处理[J]. 四川电力技术, 2002(3): 27-53
- [2] 张学延. 汽轮发电机转子外伸端质量不平衡引起的振动分析[J]. 热力发电, 1997(2): 55-67.
- [3] 施维新. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 第2版. 北京: 中国电力出版社, 1999
- [4] KIRK R G, GUO Z, BALBAHADUR A C. Synchronous thermal instability prediction for overhung rotors // Bumett J 32ND Proceedings of the Turbomachinery Symposium [C]. Texas: College Station, 2003. 121-135.
- [5] 魏立勇. 有长外伸端转子的试验室平衡实践[J]. 燃气轮机技术, 1996, 9(3): 43-45.
- [6] 邓旺群, 李上福, 高德平, 等. 细长柔性转子高速动平衡方法[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 506-511.
- [7] 邓旺群, 高德平. 悬臂柔性转子动力特性及高速动平衡试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 556-562.
- [8] 邓旺群, 高德平, 廖学军, 等. 汽轮机转子高速动平衡技术研究[J]. 汽轮机技术, 2004, 46(1): 49-51.
- [9] 刘润量, 张凯. 动平衡技术的现场应用及分析[J]. 石油化工设备及技术, 2005, 26(3): 36-42
- [10] 徐宾刚, 屈梁生, 陶肖明. 柔性转子现场动平衡误差研究[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(12): 1457-1462
- [11] 陈蓉. 引进型300 MW汽轮机低压转子动平衡[J]. 振动与冲击, 2000, 19(2): 74-77.
- [12] 汤炳新, 闻邦椿. 考虑圆盘宽度影响的悬臂转子动力学[J]. 机械强度, 1994, 16(3): 38-45

(编辑 单丽华)

新技术、新工艺

修理汽轮机壳体零件时使用的恢复热处理

《Теплоэнергетика》2007年4月号介绍了ВТИ(全俄热工研究所)等4个单位在工厂条件下完成的利用恢复热处理修理ПТ-60-12.8和Т-100-12.8型汽轮机壳体零件(高压缸、停汽阀)经验分析的结果。

在恢复热处理后壳体金属内的强度指标得到提高,二次正火加一次回火具有优点,可以保持高的塑性指标。

由于恢复热处理工艺,增加了停机时在残余应力和循环应力作用下金属的抗裂性。

二次正火加一次回火使 $540\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度和 $100\ 000\text{ h}$ 工作寿命下的持久强度极限提高到 150 MPa ,并且保证金属良好均匀的耐热强度;在一次正火加一次回火时,该持久强度极限为 110 MPa ,它也满足在供货的状态下对金属的要求。

汽轮机壳体零件按照基本规范的热处理保证它们的工作寿命达到 $250\ 000\text{ h}$ 。

分析表明,具有二次正火及一次高温回火的工艺是最有效地保持壳体零件工作能力的方法。

(吉桂明 供稿)

甲醇/电联产系统中甲醇合成与精馏模拟及变负荷研究 = **A Study of Methanol Synthesis, Distillation Simulation and Load Variation of a Methanol/Power Cogeneration System**[刊, 汉] / WANG Ming-hua, LI Zheng, FENG Jing, et al (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 363 ~ 368

As one of the most promising clean-coal-fired power generation technologies, an integrated gasification combined cycle (IGCC) system coupled with a methanol synthesis system not only can enhance the load regulating ability of the system but also simultaneously improve the cost-effectiveness of the IGCC power plants. The flow path in the process of C301 type LP tube row gas-phase methanol synthesis and three-tower distillation was simulated through the use of software ASPEN, and a tactic for load-variation regulation based on the divided flow ratio and circulation ratio has been proposed. With the help of a four-quadrant chart, the methanol load variation range and the ability of regulating power loads under the condition of different divided flow ratios and circulating ratios were shown. In addition, a load variation regulation of distillation processes was accomplished through a change of the reboiling and condensing loads of various distillation towers. **Key words:** methanol/power cogeneration, IGCC (integrated gasification combined cycle), methanol synthesis, methanol distillation, load variation

悬臂转子远端优化主动平衡技术研究 = **A Study of the Active Balancing Technology for the Far End Optimization of a Cantilever Rotor**[刊, 汉] / SU Yi-nu, HE Li-dong, FENG Wei (Diagnosis and Self-healing Engineering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Beijing, China, Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 369 ~ 372

To guide the application of an active balancing device in industrial cantilever rotors, a cantilever rotor test stand was set up to perform an experimental study of active balancing technology. The results of finite-element simulation calculation of a test stand rotor show that the balancing device installed on a coupling can effectively reduce the vibration caused by any imbalance of a flying wheel. At two rotating speeds, both amplitudes of 2 # bearing can be reduced by over 25%. However, during the vibration reduction of 2 # bearing, the vibration of 1 # bearing will increase rapidly. An optimized control over 1 # and 2 # bearing vibration was proposed to make the vibration of both bearings at the operating speed not exceed alarm value 50 μ m. Based on the idea of an optimized control, hydraulic automatic balancing experiments at several rotating speeds were performed on the cantilever rotor test stand. The test results verified the conclusion of the simulation calculation, and the amplitude reduction of 2 # bearing amounts to over 30%, achieving a relatively good balancing effectiveness. The numerical simulation and experimental study have laid a foundation for the application of active balancing technology to cantilever rotors in engineering practice. **Key words:** cantilever rotor, active balance, vibration, optimized control

长外伸段转子高速动平衡时支承方式的研究 = **A Study of the Supporting Modes for a Long Overhanging Rotor During a High-speed Dynamic Balancing Process**[刊, 汉] / QI Nai-bin, YUAN Qi, RAO Jin-yang (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 373 ~ 377

For large capacity steam turbines, the overhanging section of a LP rotor must be lengthened due to the restrictions of an exhaust hood structure. This may bring about a great difficulty for the shop high-speed dynamic balance of the rotor owing to the influence of the rotational inertia of the long overhanging section. To study the supporting modes for the rotor in question during the high-speed dynamic balance, set up was a test rig for a model rotor with a long overhanging section. Tests were performed respectively with the bearing points being moved outward and an auxiliary bearing being added. The test results show that for rotors with a long overhanging section, the method of adding an auxiliary bearing can effectively reduce the first order resonant amplitude of rotors at the main bearing points. Furthermore, there exists an optimum choice for the auxiliary bearing position. **Key words:** long overhanging section, rotor, high speed dynamic balance, supporting mode

管程转子组合式强化传热装置工业试验的研究 = **Commercial and Experimental Study of a Rotor-assembly Type Intensified Heat-transfer Device at the Tube Side**[刊, 汉] / YANG Wei-min, LI Feng-xiang, YAN Hua (College