

带回热微型燃气轮机系统动态过程分析

王 静, 崔国民, 李美玲

(上海理工大学 热工程研究所, 上海 200093)

摘 要: 分析了微型燃气轮机的动态数学模型, 利用解析方法, 求解了带回热单轴燃气轮机动态方程, 对定转速和变转速两种情况下微型燃气轮机负荷变化和甩负荷的动态过程进行了仿真, 提出了机组变工况动态性能优化和控制优化的途径, 该研究能够为实际机组的运行和系统性能参数的合理匹配提供理论指导。

关 键 词: 微型燃气轮机; 动态过程; 解析方法; 控制优化
中图分类号: TK472 TK124 文献标识码: A

1 引 言

在我国实施西气东输工程和开放电力供应管理市场之后, 热、电、冷、功等的集中供能系统的应用已日趋广泛。例如, 以微型燃气轮机为核心、以余热锅炉和余热型溴化锂直燃机为余热利用装置构成的系统, 燃气轮机带动发电机提供电能, 余热锅炉和制冷机组利用燃气透平的排气余热产生热量和冷量, 从而实现了热、电、冷三联供。目前, 小型分布式能源系统一般是以微型燃气轮机作为核心部件, 因此, 微型燃气轮机的性能直接决定了整个三联供系统的经济性和运行可靠性^[1]。

已有的对微型燃气轮机和三联供系统的研究, 主要集中于能量利用效率和系统的经济性分析等静态指标方面^[1~2], 而对燃气轮机的动态过程的研究较少。但是, 动态过渡过程直接影响到工况调节的灵活性以及机组乃至整个系统的运行可靠性, 并且, 研究动态过程能为机组的性能优化和运行控制优化提供理论依据^[3~5]。因此, 本文在单轴燃气轮机的动态方程组的基础上, 考虑到微型燃气轮机的特点进行了适当简化, 获得了动态特性解析解, 对机组的负荷阶跃变化和甩负荷等典型的动态过程进行了研究, 分析了回热器对机组动态过渡过程的影响, 并进行了控制优化。

2 带回热单轴燃气轮机的动态数学模型

微型燃气轮机系统中的主要动态方程如下:

(1) 转子方程

$$\frac{\pi}{30} J \frac{dn}{dt} = M_T - M_c - M_f - M_g \quad (1)$$

式中: n 为转速; M_T 、 M_c 、 M_f 、 M_g 分别是透平转矩、压气机转矩、轴系摩擦转矩和发电机转矩; J 为整个轴系的转动惯量。

(2) 燃烧室和透平之间的热部件不稳定传热方程

$$\alpha A l ((T_B + T_3)/2 - T_p) = G_T C_{pg} (T_B - T_3) \quad (2)$$

$$\alpha A l \left[\frac{T_B + T_3}{2} - T_p \right] = A l \delta c \frac{dT_p}{dt} \quad (3)$$

式中: T_B 、 T_3 、 T_p 分别为燃烧室出口温度、透平入口温度和管道金属壁平均温度。 α —沿气流流程换热系数; A —单位长度上的换热面积; l —全部气道流程长度; δ —在过渡过程中起作用的热部件金属表面厚度; ρ —热部件金属的密度; c —金属比热。

(3) 压气机和燃烧室(回热器)之间的容积方程

$$V \frac{d\rho_2}{dt} = G_c - G_B \quad (4)$$

式中: V —压气机与燃烧室间的管道容积; ρ_2 —管道中空气密度; G_c 和 G_B 分别为压气机出口和燃烧室入口空气流量。

(4) 回热器方程

$$G_c c_{pa} (T'_2 - T_2) = \alpha_a A_a [T_m - (T_2 + T'_2)/2] \quad (5)$$

$$G_T c_{pg} (T_4 - T'_4) = \alpha_g A_g [(T_4 + T'_4)/2 - T_m] \quad (6)$$

$$P_m c_m \frac{dT_m}{dt} = \alpha_g A_g \left[\frac{T_4 + T'_4}{2} - T_m \right] -$$

收稿日期: 2004-01-20; 修订日期: 2004-06-21

作者简介: 王 静(1980-), 女, 江西九江人, 上海理工大学硕士研究生。

$$\alpha_a A_a \left(T_m - \frac{T'_2 + T'_2}{2} \right) \quad (7)$$

式中: T_2 、 T'_2 分别表示压气机出口和回热器空气出口温度; T_4 、 T'_4 、 T_m 分别表示透平出口、回热器燃气出口温度和金属壁面的平均温度; c_{pa} 、 c_{pg} 、 c_m 分别表示空气、燃气和金属壁面的比热; α_a 、 α_g 分别表示空气、燃气与金属壁面的换热系数; A_a 、 A_g 分别为空气侧和燃气侧的换热面积; G_c 、 G_T 分别是空气和燃气流量; P_m 表示参与换热的金属质量。

(5) 转速控制环节动态方程

本文采用比例 - 积分控制规律, 传递方程如下所示:

$$X_B = -X_n \cdot K \cdot (1 + 1/(T_I \cdot s)) \quad (8)$$

式中: X_B 、 X_n 分别是对燃料流量和转速的相对增量的拉氏变换; K - 比例放大系数; T_I - 积分时间常数; s - 复平面内的复变量。

在这些动态方程的基础上, 加上压气机、燃烧室和透平等的稳态方程, 就可得到带回热单轴燃气轮机的原始动态方程组, 把这个方程组取相对增量再进行拉氏变换可得到变换后的方程组。

3 带回热单轴燃气轮机动态方程组的求解

为了得到既反映过程的主要特性, 又便于计算处理的动态方程, 可忽略微型燃气轮机燃烧室和透平之间的不稳定热交换的影响以及压气机和燃烧室之间的气道容积的影响。

鉴于运行环境的相对稳定性, 在求解过程中还作如下假设: (以下的均表示其下标变量的相对增量的拉氏变换值):

$$X_{T_a} = X_{P_a} = X_{T_1} = X_{P_1} = 0 \quad (9)$$

根据以上简化和假设, 可以得到带回热微型燃气轮机动态方程组, 对此动态方程组进行求解, 得到:

$$X_{T_B} = (AAA \times DDD) / (1 + AAA \times CCC \times EEE + BBB \times EEE) \cdot X_{N_L} \quad (10)$$

$$X_{T_3} = EEE \times X_{T_B} \quad (11)$$

$$X_n = CCC \times X_{T_3} - DDD \times X_{N_L} \quad (12)$$

$$X_{\pi_c} = K_{\pi_c n} X_n / \rho_{\pi_c} + K_{\pi_c T_3} X_{T_3} / \rho_{\pi_c} \quad (13)$$

$$X_{T_p} = \frac{1}{K_{T_3 T_p}} X_{T_3} - \frac{K_{T_3 T_B}}{K_{T_3 T_p}} X_{T_B} \quad (14)$$

式中:

$$AAA = \left\{ K_{T_B G_B} K_{G_c \pi_c} + K_{T_B T'_2} \times \frac{K_{T'_2 T_4}}{T_{RS} + 1} \times \left[K_{T_4 \pi_T} + K_{T_4 \eta_T} K_{\eta_T \bar{G}_T} (K_{G_c \pi_c} - T_{G_B p_2} s - 1) \right] \right\} \times K_{\pi_c n} / (T_{G_B p_2} s + \rho_{\pi_c}) + K_{T_B G_B} K_{G_c \bar{n}_c} + K_{T_B T'_2} \times \frac{K_{T'_2 T_4}}{T_{RS} + 1} K_{T_4 \eta_T} (K_{\eta_T \bar{G}_T} K_{G_c \bar{n}_c} + K_{\eta_T n_T}) + K_{T_B B} \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s} \right) \cdot K$$

$$BBB = \left\{ K_{T_B G_B} K_{G_c \pi_c} + K_{T_B T'_2} \times \frac{K_{T'_2 T_4}}{T_{RS} + 1} \times \left[K_{T_4 \pi_T} + K_{T_4 \eta_T} K_{\eta_T \bar{G}_T} (K_{G_c \pi_c} - T_{G_B p_2} s - 1) \right] \right\} \times K_{\pi_c T_3} / (T_{G_B p_2} s + \rho_{\pi_c}) - K_{T_B T'_2} \times \frac{K_{T'_2 T_4}}{T_{RS} + 1} \left[1 - K_{T_4 \eta_T} (K_{\eta_T G_T} - K_{\eta_T n_T}) / 2 \right]$$

$$CCC = \left\{ \frac{T_{nN_T}}{T_{nN_T}} \left(\frac{K_{\eta_T \bar{G}_T}}{2} - \frac{K_{\eta_T \bar{n}_T}}{2} + 1 \right) - \left\{ \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_c}} (K_{G_c \pi_c} + K_{N_c \pi_c} - K_{\eta_c \pi_c}) - \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_T}} \left[K_{G_c \pi_c} + K_{N_T \pi_T} + K_{\eta_T \bar{G}_T} (K_{G_c \pi_c} - 1) \right] \right\} \times K_{\pi_c T_3} / (T_{G_B p_2} s + \rho_{\pi_c}) \right\} / \left\{ T_{nN_L} s + \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_c}} (K_{G_c \bar{n}_c} - K_{\eta_c \bar{n}_c}) - \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_T}} (K_{\eta_T \bar{G}_T} K_{G_c \bar{n}_c} + K_{\eta_T \bar{n}_T} + K_{G_c \bar{n}_c}) + \left[\frac{T_{nN_L}}{T_{nN_c}} (K_{G_c \pi_c} + K_{N_c \pi_c} - K_{\eta_c \pi_c}) - \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_T}} (K_{G_c \pi_c} + K_{N_T \pi_T} + K_{\eta_T \bar{G}_T} \times (K_{G_c \pi_c} - 1)) \right] \times K_{\pi_c n} / (T_{G_B p_2} \cdot s + \rho_{\pi_c}) \right\}$$

$$DDD = 1.0 / \left\{ T_{nN_L} s + \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_c}} (K_{G_c \bar{n}_c} - K_{\eta_c \bar{n}_c}) - \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_T}} (K_{\eta_T \bar{G}_T} \times K_{G_c \bar{n}_c} + K_{\eta_T \bar{n}_T} + K_{G_c \bar{n}_c}) + \left[\frac{T_{nN_L}}{T_{nN_c}} (K_{G_c \pi_c} + K_{N_c \pi_c} - K_{\eta_c \pi_c}) - \frac{T_{nN_L}}{T_{nN_T}} (K_{G_c \pi_c} + K_{N_T \pi_T} + K_{\eta_T \bar{G}_T} \times (K_{G_c \pi_c} - 1)) \right] \times K_{\pi_c n} / (T_{G_B p_2} \cdot s + \rho_{\pi_c}) \right\}$$

$$EEE = \left(\frac{1}{2(T_{T_p} s + 1)} + \frac{K_{T_3 T_B}}{K_{T_3 T_p}} \right) / \left(\frac{1}{K_{T_3 T_p}} - \frac{1}{2(T_{T_p} s + 1)} \right)$$

式中: $K_{G_c \pi_c}$ 、 $K_{G_c \bar{n}_c}$ 、 $K_{\eta_c \pi_c}$ 、 $K_{\eta_c \bar{n}_c}$ 、 $K_{\pi_T \bar{G}_T}$ 、 $K_{\pi_T \bar{n}_T}$ 、 $K_{\eta_T \bar{G}_T}$ 、 $K_{\eta_T \bar{n}_T}$ 分别是其下标变量的偏导数的稳态值, 例如

$$K\bar{G}_{\pi_c} = \frac{\pi_{c0}}{G_{d0}} \left(\frac{\partial \bar{G}_c}{\partial \pi_c} \right)_0$$

根据控制方程式(8)和式(10 ~ 14)可以得到输出量 n 、 T_3 、 T_B 、 T_p 、 π_c 、 B 相对于输入量 N_L 的传递函数,再代入 X_{N_L} 的形式(例如 N_L 为阶跃变化),对传递函数的分母求极点,然后运用留数定理,即可得到输出量 n 、 T_3 、 T_B 、 T_p 、 π_c 、 B 在复频域内的解析解的表达式,经过拉氏反变换后可以得到时域内的解,该解的形式为指数衰减阶跃函数和指数衰减正弦函数的代数和。

4 计算实例

以某微型燃气轮机为对象,对其动态特性进行了分析。该微燃机是变转速机组,满负荷发电功率 60 kW,额定转速 96000r/min。对于变转速机组,当负荷增加或降低时,转速发生相应的响应,直至趋于新的平衡值,转速的稳态值相应的增加或降低,即为机组的加速过程、减速过程以及急停车过程等情况,因为本文采用的解析方法是通用的计算方法,对定转速和变转速均适用,因此,对负荷发生-20%、-50%、-100%阶跃变化时,定转速和变转速两种情况的动态方程组进行了求解,计算出的转速、燃料量和燃烧室出口温度的响应

曲线分别示于图 1 和图 2。

从图 1(a)和(b)中可以看出,对于定转速系统,当负荷发生负阶跃变化时,机组输出功率大于设定负荷,轴系力矩不平衡,根据转子方程,机组转速上升,转速偏差大于零,引起转速调节系统动作,调节燃料消耗量下降,使机组发电功率降低,输出功率与设定负荷的差值减小,这时转速继续上升,当输出功率等于设定负荷时,转速上升到最高点;输出功率继续下降,小于设定负荷后,根据转子方程,转速开始下降,经过幅度较小的衰减振荡过程,最终转速回到原值,燃料量趋于一稳定值。转速的过渡过程与回热器时间常数和转速控制时间常数的取值有关,见图 3 和图 4。当负荷阶跃量增加时,转速、燃料量和燃烧室出口温度的最大超调量增加,但过渡时间基本相同。图 1(c)和(d)表明对变转速系统而言,三条响应曲线的变化趋势与定转速系统相似。图 1 还说明了燃烧室出口温度对负荷阶跃变化的响应曲线趋势与燃料量基本相同,但在时间上超前于燃料消耗量的响应。根据热平衡方程,燃烧室出口温度主要由燃料流量和压气机空气流量决定。当负荷阶跃变化时,转速上升,燃料量下降,燃烧室出口温度下降。由于存在燃料输送滞后时间常数及惯性环节的

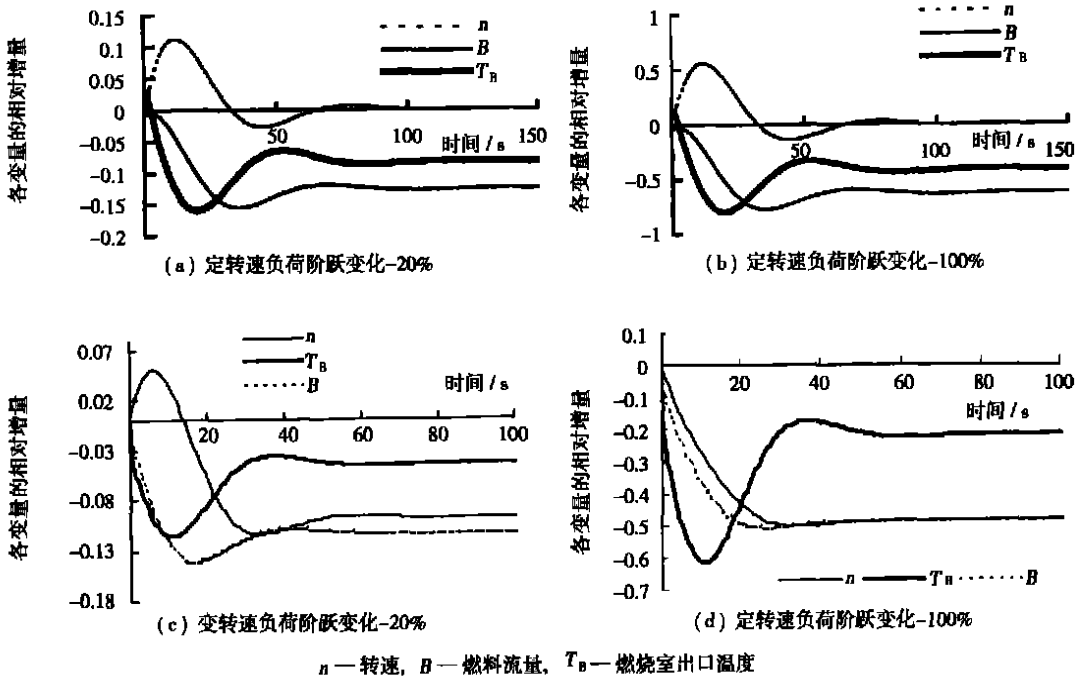
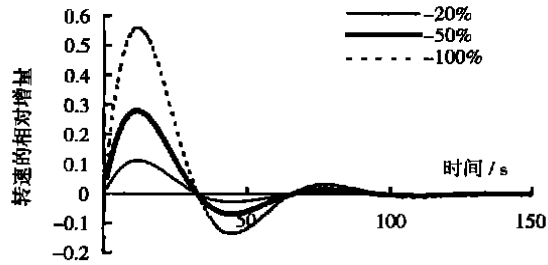
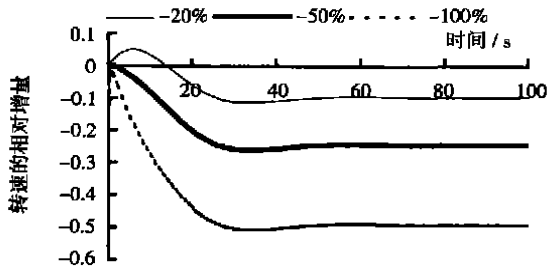


图 1 不同负荷阶跃变化的过渡过程比较

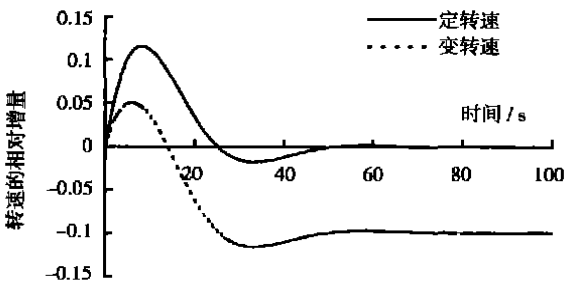
时间常数, 更主要的是受到回热器热惯性的影响, 燃烧室出口温度对负荷阶跃变化的响应滞后于燃料量。但是转速上升, 压气机流量也上升, 使得燃烧室出口温度下降, 并且压气机流量的上升比燃料量的改变更早、更快, 所以燃烧室出口温度比燃料消耗量降低得要快。



(a) 定转速时不同阶跃的比较



(b) 变转速时不同阶跃的比较



(c) 负荷阶跃变化-20%时定转速与变转速的比较

图 2 定转速和变转速系统转速响应曲线比较

图 2(a)和(b)分别示出了定转速和变转速时不同负荷阶跃的转速响应曲线, 负荷阶跃越大, 超调量越大。当控制时间常数保持不变时, 上升时间和过渡时间均相同。图 2(c)示出了负荷阶跃变化-20%时定转速与变转速的转速响应曲线比较。图中虚线表示的变转速系统的转速响应曲线比实线表示的定转速系统超调量大, 下降段的斜率大。这是因为与定转速系统相比, 变转速系统当负荷发生负阶跃变化时, 由于转速可变, 设定转速降低, 使实际转速与设定转速的偏差增大, 增大了转速的最大超调

量, 转速调节作用增强, 使转速快速回落, 下降斜率更大。

为了验证所求出的动态解析解, 将计算结果与实际动态试验结果进行比较(见表 1)。

表 1 计算结果与试验结果比较

		负荷阶跃变化			
		-5%	-10%	-15%	-20%
转速的相对增量	计算值	-0.024 61	-0.049 22	-0.073 83	-0.098 37
的稳态值	实验值	-0.023 96	-0.047 92	-0.071 88	-0.095 83
燃料流量的相对	计算值	-0.035	-0.07	-0.105 09	-0.148 2
增量的稳态值	实验值	-0.035 02	-0.083 6	-0.129 43	-0.169 7

表 1 表明在微型燃气轮机的各种负荷阶跃变化下, 计算结果和试验结果比较一致, 所求的动态方程的解析解是正确的。另外, 燃料量的相对变化在负荷变化较大时偏差增大, 这主要是由于压气机特性偏差造成的, 这依赖于针对该机组的准确压气机特性曲线, 因此, 文中对于大的工况变动情况, 根据稳态值结果对压气机特性进行了相应的修正, 故对于大范围的动态过渡过程, 本文的计算结果也不会有大的误差。

5 回热器对机组调节性能的影响

在整个微型燃气轮机系统中, 回热器的蓄热能力最强, 具有很大的热惯性, 对系统的动态特性有显著的影响。在求解解析解的过程中, 先把回热器作为一个集中容积处理, 取一个集中容积时间常数 T_{R0} , 它反映了回热器对机组动态控制过程的影响:

$$T_{R0} = 1 / (\alpha_{11} + \alpha_{21}) \tag{15}$$

$$\text{式中: } \alpha_{11} = 1 / \left[\frac{P_m c_m}{\alpha_g A_g} + \frac{P_m c_m}{2 G \Gamma C_{pg}} \right]; \quad \alpha_{21} = 1 / \left[\frac{P_m c_m}{\alpha_a A_a} + \frac{P_m c_m}{2 G_c C_{pa}} \right].$$

然后考虑回热器参数的分布特性, 在回热器入口燃气温度有一阶跃变化时, 回热器出口空气温度的响应速度加快, 因此, 用一个惯性环节来近似回热器, 取它的时间常数为 $T_R = 0.75 T_{R0}$ 。在研究回热器对系统动态特性的影响时, 通常考虑回热器时间常数 T_R 这一动态指标。回热器的时间常数的取值范围通常是 0 ~ 40 s。

图 3 表示转速积分时间常数 $T_I = 0.01$ s, 负荷阶跃变化-20%时, 不同的回热器时间常数 T_R 对动态过渡过程的影响。分析图中曲线可以得出, 微型燃气轮机机组在负荷扰动作用下的过渡过程, 由于回

热器热惯性的影响使超调量大大增加。 T_R 越大, 超调量也越大, 并且调节时间延长。当 T_R 取得很大时 (比如 $T_R \geq 20.0$), 过渡过程甚至出现振荡发散。因而, 选择合适的 T_R (如图 3 中 $T_R = 0.2 - 2.0$ s), 合理设计回热器, 能够获得超调量小, 调节时间短的过渡过程曲线, 优化机组的性能。

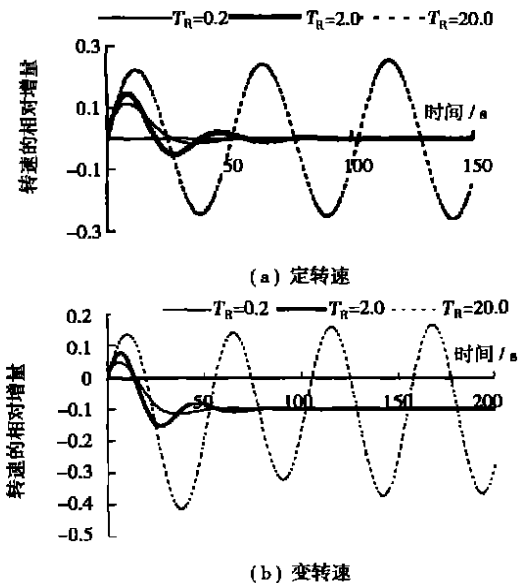


图 3 不同回热器时间常数的转速响应曲线比较

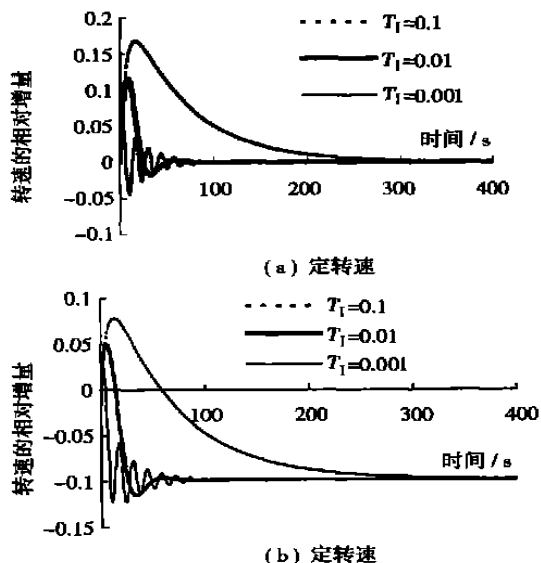


图 4 不同转速积分时间常数的转速响应曲线比较

6 控制优化

控制方程式(8)表明转速控制过程的优劣主要

取决于比例放大系数 K 和转速积分时间常数 T_I , 本文取一固定的 K , 考虑不同的 T_I 对控制过程的影响。在负荷阶跃变化 -20% 时, 选取回热器时间常数 $T_R = 0.36$ s, 选择不同的 T_I , 比较各自的动态过渡过程 (见图 4)。

从图 4 中可以看出时间常数取得太大, 超调量增加, 而且调节时间大大增长; 时间常数取得太小, 又会发生剧烈的振荡过程, 两者都会恶化转速控制质量。如果选取适当的积分时间常数 (如图中 $T_I = 0.01$ s), 则将大大改善控制质量, 使超调量、过渡时间这些动态品质指标都令人满意。

7 结 论

通过求解带回热单轴燃气轮机动态方程组, 对定转速和变转速两种情况下微型燃气轮机负荷变化的动态过程进行了分析, 指出了机组性能优化和控制优化的方法, 得出如下结论:

- (1) 燃气轮机动态方程组的解析解能够揭示其动态过渡过程的本质, 并能为实际机组运行提供预见性的指导;
- (2) 选择合适的回热器时间常数, 合理设计回热器, 能够优化机组性能;
- (3) 选取适当的转速积分时间常数可以改善控制品质, 优化控制系统。

总之, 本文的研究为微型燃气轮机机组的运行和控制奠定了一定的理论基础, 同时也可合理配置以微燃机为核心的能源岛系统提供技术参考。

参考文献:

- [1] JOHN BURNETT, AHENGWEI WANG, RONALD CHIN. Application of "building energy star" programme in asian cities[J]. *Energy and Environment*, 1998, 11(6):22-26.
- [2] YUAN ANMIN. Analysis of energy consumption in product's whole process and research on its energy-saving[J]. *Iron and Steel* 1994 (5): 138-142.
- [3] 倪维斗, 徐基豫. 自动调节原理与透平机械自动调节[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [4] 郭正巢. 燃气轮机自动控制系统设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [5] 崔国民, 王 静, 关 欣, 等. 微型燃气轮机发电系统动态过程仿真[A]. 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文集[C]. 北京: 中国工程热物理学会, 2003. 301-305.

燃烧过程中孔隙变化对煤粒破碎影响的研究 = **An Overview of Research Results Concerning the Impact of Pore Variation on Coal Particle Fragmentation during the Combustion of Coal** [刊, 汉] / LI Geng, XU Ming-hou, YU Dun-xi, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion under the Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 553 ~ 557.

Coal particle fragmentation represents a complicated physico-chemical process during the combustion of coal. The fragmentation of coal char particles may have a major impact on the combustion of coal (for example, pulverized-coal burnout time, fly ash particle diameter distribution, etc) and pollutant emissions. As a result of the relevant studies in recent years by some academics both at home and abroad it has been generally recognized that the fragmentation process is mainly determined by the porous structure of coal char, especially by the distribution of porosity of large pores. Moreover, a non-uniform heating will give rise to a non-uniform change of the porosity. When the porosity happens to be greater than a critical one, a possible fragmentation will take place. The main influencing factors of porosity change include: the heat conductivity of particles, initial porosity distribution, the inherent non-uniformity of particles, etc. **Key words:** coal particle, fragmentation, porosity, microstructure

燃气轮机涡轮后机匣温度场及应力分析 = **Temperature-field and Stress Analysis of a Gas Turbine Rear Casing** [刊, 汉] / WANG Xu, ZHANG Wen-ping (College of Power and Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), WANG Shi-an (Naval Representative Office Resident at No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), PAN Hong-wei (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 558 ~ 561.

A finite element analysis and calculation of temperature fields and thermal stresses was conducted in connection with the rupture failure of a reinforced rib on a gas turbine rear casing. The results of calculation indicate that the root cause of the reinforced rib rupture consists in the huge temperature stresses triggered by an abrupt temperature drop on the turbine rear-casing surface. An analytical calculation was performed of the situation when a thermal insulation layer was provided on the rear-casing surface. Relevant calculations show that in the case of an unfavorable condition arising from an abrupt change in temperature the thermal insulation layer can effectively protect the turbine rear casing. **Key words:** gas turbine, turbine rear casing, temperature field, stress

带回热微型燃气轮机系统动态过程分析 = **Dynamic Process Analysis of a Recuperative Micro Gas-turbine System** [刊, 汉] / WANG Jing, CUI Guo-min, LI Mei-ling (Thermal Engineering Institute under the Shanghai University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 562 ~ 566.

The dynamic mathematical model of a micro gas turbine was analyzed. By the use of an analytical method solved was the dynamic equation of a single-shaft gas turbine with a recuperator. A simulation has been conducted of the gas turbine load variation and shedding for the following two cases, namely, operation under a constant speed and under a variable speed. Moreover, a viable approach is proposed for the dynamic performance optimization under turbine off-design operating conditions and for an optimized turbine control process. The work described above can provide a theoretical guide for organizing the operation of practical turbine units and the rational matching of system performance parameters. **Key words:** micro gas turbine, dynamic process, analytical method, optimized control

水合反应和氧化铁对 CaO 颗粒脱硫反应作用的 Arrhenius 表达 = **Arrhenius Expression of the Effect of Hydration Reaction and Fe₂O₃ Particles on the Desulfurization Reaction with CaO Particles** [刊, 汉] / WANG Shi-chang, YAO Qiang, XU Xu-chang (Key Laboratory of Thermal Energy Science & Power Engineering under the Department of Thermal Engineering of Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for