

重型燃机热力系统动态仿真模型

崔凝¹, 王兵树¹, 邓勇², 李斌¹, 赵文升¹

(1. 华北电力大学自动化系, 河北省保定市 071003;

2. 深圳市广前电力有限公司, 广东省深圳市 518054)

Dynamic Simulation Model for the Heavy Duty Gas Turbine Thermodynamic System

CUI Ning¹, WANG Bing-shu¹, DENG Yong², LI Bin¹, ZHAO Wen-sheng¹

(1. Automatization Department of North China Electric Power University, Baoding 071003, Hebei Province, China;

2. Shenzhen Guangqian Power CO., Ltd. Shenzhen 518054, Guangdong Province, China)

ABSTRACT: By using an modular modeling method, a dynamic simulation model for a gas turbine thermodynamic system was developed. A variable geometry multistage axial-flow compressor performance prediction model was set up by means of the sequential stage-stack technique, and then based on the performance prediction model, a compressor stage simulation module was formulated by using a group of one-dimensional unsteady differential equations. After reasonably simplification, a group of conservation differential equations, regarding the pressure and enthalpy as thermal parameters were used to describe the dynamic behavior of the gas in combustor. The simulation module of the stage of the turbine was built based on the design idea which the stage was considered as the pressure node, the discharge pressure of the stage can be solved according to the fluid network calculation method, and then the other state parameters were also solved in term of the work mechanism of the stage. The complete real-time simulation model of the gas turbine thermodynamic system was built on the basis of above simulation modules and other relevant modules. The simulation tests show that the simulation model can correctly simulate the dynamic characteristic and overall operating process of the gas turbine, the iterative method applied in the models is stable. The dynamic simulation model can be directly used for the combined cycle unit simulator development, and is a good nonlinear object model for the control system design and analysis of the gas turbine.

KEY WORDS: gas turbines; compressor; combustor; model; simulation; algorithm; dynamic characteristic

摘要: 文中采用模块化建模方法开发了燃机热力系统动态仿

真模型。利用逐级叠加法建立变几何多级轴流压气机全工况性能预估模型,在此基础上运用一维非稳态微分方程组建立压气机级的仿真模块;通过合理的简化建立以压力和焓为状态参数的微分方程组,反映燃烧室内燃气的动态变化过程;借助流体网络技术,将所要求解的级作为压力节点计算其排气压力,按照级工作原理计算其他状态参数的思路建立透平级仿真模块;结合其他相关仿真模块建立了完整的燃机热力系统实时仿真模型。仿真试验表明所开发的数学模型能够正确反映燃机热力系统的动态特性和全工况运行过程,模型运算稳定可靠,不仅可直接应用于燃气-蒸汽联合循环机组实时仿真系统的开发,还可为燃机控制系统设计与分析提供良好的非线性对象模型。

关键词: 燃气轮机; 压气机; 燃烧室; 模型; 仿真; 算法; 动态特性

0 引言

无论是以高热值天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环系统,还是以中低热值煤基合成气为燃料的IGCC系统^[1-3],作为总能系统中能量转换的重要环节,燃气轮机特性的正确描述是预测和分析上述系统整体性能的关键。动态仿真模型作为燃气轮机特性研究的理论工具,在机组运行分析、故障诊断、控制系统的开发以及运行人员培训等工作中的重要作用已毋庸置疑。

本文采用模块化建模方法,将燃气轮机划分为压气机、燃烧室、燃气透平等若干典型环节,依照质量、能量、动量守恒原理和热力学、传热学、流体力学等基本关系式,在一定简化条件下,建立各典型环节的集总参数模型,通过二次建模将数学模

型转换成对应的 C 语言子程序，即算法。针对燃机系统中不同对象环节和过程，调用各自算法建立对象和过程模块，按照工质流程、换热和能量转换过程将相应模块组合在一起，各部件模块间有关工质流量和压力的计算来源于相关流体网络模型的输出^[4]，完成了燃机热力系统仿真模型的建立。

在满足工程精度的前提下，为保证计算的实时性，各模块算法中的微分方程式(组)采用变步长欧拉法迭代求解。因热力系统存在较大的惯性，过渡过程的时间常数较大，选择合适的迭代步距，可保证方程求解过程是绝对稳定的^[5]。模型中涉及到的通用物性函数库包括空气、天然气和燃气的状态与物性参数计算、对流换热系数计算等。

1 压气机仿真模型

1.1 概述

本文以压气机级为研究对象，采用模块化方法建立各级仿真模块，分两步完成整台压气机通流部分仿真模型的建立。

首先建立压气机全工况性能预估模型。参考文献[6-10]，采用基于平均直径上的一维流动逐级叠加法计算压气机全工况性能，级特性基于对级通用特性曲线的修正。然后建立压气机动态仿真模型，运用一维非稳态平衡微分方程组描述各级出口截面平均直径处工质的动态响应特性，以性能预估模型的计算数据为基础，建立各级动态仿真模块，按照工质流程将各级仿真模块连接起来形成压气机整体仿真模型。

1.2 压气机全工况性能预估模型

1.2.1 基本假设

在计算中，假定空气流动稳定、均匀，压缩过程绝热，空气被看作理想气体，其参数变化符合理想气体状态方程，模型中空气采用变定压比热以减小计算误差，变比热公式参照文献[11]计算：

$$C_p = 0.103409 - 0.284887 \cdot T + 0.7816818 \cdot T^2 - 0.4970786 \cdot T^3 + 0.1077024 \cdot T^4 \quad (1)$$

1.2.2 压气机的级特性曲线

本文用流量系数 ϕ 、压头系数 ψ 、温升系数 ζ 和效率 η 的函数关系来表征各级性能。图 1~2 中所引用上述无因次量的定义参阅文献[9-10]。在没有进气畸变的情况下，级特性曲线在相当大的雷诺数和马赫数范围内具有良好的通用性，不同转速下，当级进口相对马赫数小于 0.75 时可用同一条曲线表

示^[6-7]，如图 1 所示。

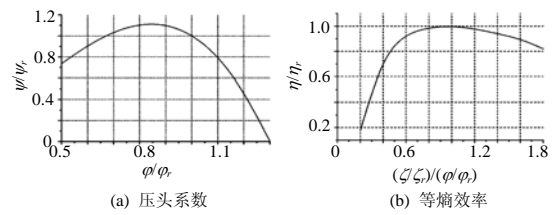


图 1 级通用性能曲线：压头系数和效率
Fig. 1 Generalized stage characteristic curve for pressure coefficient and isentropic efficiency

因压气机级特性曲线在低转速下的不连续性，作为级通用特性的补充，参照文献[12-13]，将压气机各级分为前、中、后 3 类，图 2 所示的特性曲线分别应用于压气机前、中、后各级的建模中，能较好地反映压气机在低转速下的工作特性。

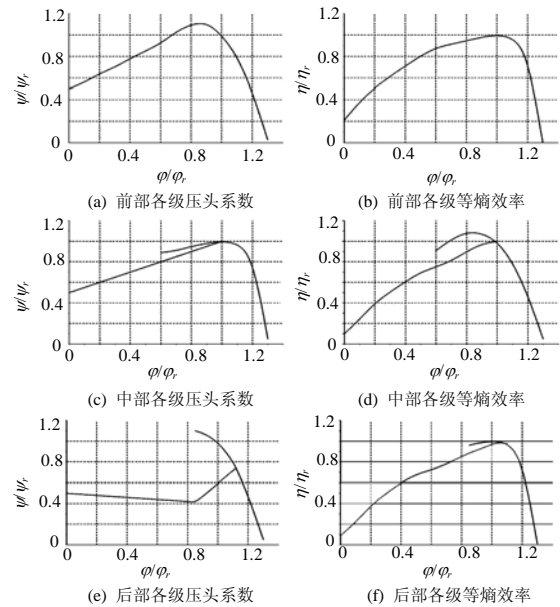


图 2 压气机前/中/后各级性能曲线：压头系数和效率
Fig. 2 Stage characteristic curve for front, middle and rear stages: pressure coefficient and efficiency

1.2.3 定几何压气机性能模型

因重型燃机是具有核心技术的关键装备，从公开发表的刊物上根本无法得到压气机的叶栅几何参数和气动试验数据。本文在采用 1.2.2 节各曲线所表征的参量关系进行逐级建模的同时，引入减功系数 K_h 、转速修正系数 K_n 、效率修正系数 K_η 对各级特性进行适当修正。

在多级压气机中，由于环壁附面层的存在且沿通道逐渐增厚，引起轴向分速沿径向分布变形，工质通流面积减小，致使各级的实际加功能力、通流能力均小于设计值，但是附面层沿通道如何发展及其对压气机性能(通流能力、总压比、温升及效率)

的影响至今仍是难题。本文参照文献[6-7]引入减功系数 K_h 作为“总”修正因子来考虑附面层对各级加功能力的影响,根据工程设计中 K_h 沿各级的数值取向(第1级取0.98~1,后续各级平均降低0.5%~2%,中间级保持0.95左右不变,高压级缓慢下降),参照文献[14]所提供的曲线,并结合实际机组调试和运行数据,确定 K_h 与空气质量流量(G_a)、转速(N)和级数(n)的参变关系: $K_h = f(G_a, N, n)$,不同的燃机得到的函数关系略有差异。

图1~2所示的级特性曲线是在一定转速范围内得到的通用曲线,在较高转速时级特性曲线略有变化,应用一簇曲线来表征^[15]。本文引入转速修正系数 K_n 来考虑级特性曲线的这种变化, K_n 的取值参照文献[12,15]中转速对级特性影响的曲线来确定,试算表明在重型燃机中该系数变化不大。

K_n 用于修正压气机变工况下各级效率曲线。根据压气机前、中、后各级效率的变化,结合实际机组在升速和停机过程中压气机出口气温和压力的运行数据,调整各级效率曲线。

给定空气质量流量和转速,以各级平均直径出口截面处的热力参数作为特征参数建立各级对应的性能计算模块,按流量连续方程从前向后逐级叠加,计算出整台压气机在对应条件下的性能参数;分别改变流量和转速,可得到整台压气机的全工况特性。在计算中引入流量函数 $q(\lambda)$ 、温度函数 $\pi(\lambda)$ 、压强函数 $\pi(\lambda)$ 和密度函数 $\alpha(\lambda)$,计算公式参照文献[16]。在 $q(\lambda)$ 已知的情况下,通过插值函数计算 λ ,避免了滞止参数和静参数这两种状态参数之间的迭代换算。

1.2.4 IGV 调节及喘振边界线确定

IGV的调节实质是改变气流进入动叶的预旋大小 C_{1u} ,保持动叶冲角与设计值基本一致,尽量保证级的工作状态接近设计工况。本文假定IGV调节使动叶相对进气角保持不变,即冲角几乎不变;而在级工作过程中,动叶相对出气角略有变化^[7,17]。

根据图3所示,运用三角函数可得:

流量系数

$$\varphi = 1 / (\arctan \alpha_1 + \arctan \beta_1) = 1 / (\arctan \alpha_2 + \arctan \beta_2) \quad (2)$$

压头系数

$$\psi = \varphi (\arctan \alpha_2 - \arctan \alpha_1) = \varphi (\arctan \beta_1 - \arctan \beta_2) \quad (3)$$

IGV 角度改变后,利用式(2)可得

$$\varphi' = \frac{\varphi}{1 + \varphi (\arctan \alpha_1' - \arctan \alpha_1)} \quad (4)$$

式中: φ 、 φ' 分别为IGV调节前后流量系数, α_1 、 α_1' 分别为IGV调节前后动叶进口绝对气流角(度), β_1 为动叶相对进气角, β_2 、 α_2 分别为动叶相对和绝对出气角。

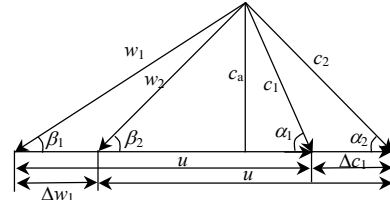


图3 基元级气流速度三角形

Fig. 3 Element stage rotor blade speed vector triangle

结合式(3)、(4)得到IGV变化前后的压头系数,由此可根据定几何级性能曲线计算IGV角度任意变化后的级特性。

喘振边界的确定有多种方法和计算模型^[18],本文按等转速线的最高压比点连线确定喘振边界线,实践证明计算结果与实测数据吻合较好。

1.3 压气机动态仿真模型

为简化分析过程,在确定热力系统动力学特性时可将工质的热力学参数看作是沿流动方向一维分布的^[19],对燃机系统仿真而言,采用一维非稳态方程进行建模即具有足够的精确度^[20-22]。本文以压气机级为对象建立各级集总参数模型:

质量平衡方程

$$V_{a(i+1)} \frac{d\rho_{a(i+1)}}{d\tau} = G_{a(i)} - G_{a(i+1)} \quad (5)$$

动量平衡方程

$$V_{i+1} \frac{d(\rho u)_{i+1}}{d\tau} = G_i u_i + P_i A_i - G_{i+1} u_{i+1} - P_{i+1} A_{i+1} + F \quad (6)$$

能量平衡方程

$$V_{i+1} \frac{d(\rho H - P)_{i+1}}{d\tau} = G_i H_i - G_{i+1} H_{i+1} + Q - W_s \quad (7)$$

理想气体状态方程

$$PV = RT \quad (8)$$

理想气体焓计算公式

$$H = C_p T \quad (9)$$

联立式(5)~(9),可得

$$\frac{dP_{i+1}}{d\tau} = \frac{R(G_i C_p T_i - W_s) - C_p A_{i+1} P_{i+1} u_{i+1}}{V_{i+1} (C_p - R)} \quad (10)$$

$$\frac{dT_{i+1}}{d\tau} = \frac{R(G_i C_p T_i - W_s) T_{i+1}}{V_{i+1} (C_p - R) P_{i+1}}$$

$$R A_{i+1} T_{i+1} u_{i+1} / V_{i+1} (C_p - R) - R G_i T_{i+1}^2 / V_{i+1} P_{i+1} \quad (11)$$

$$du_{i+1}/d\tau = \frac{R(G_i u_i + P_i A_i + F)T_{i+1} - RG_i u_{i+1} T_{i+1} - \frac{RA_{i+1} T_{i+1}}{V_{i+1}}}{V_{i+1} P_{i+1}} \quad (12)$$

式中：各参数脚码 $i+1$ 和 i 分别为本级和上一级出口截面处工质热力参数和结构参数，第 i 级出口截面参数即为第 $i+1$ 级入口参数； ρ 为工质密度， kg/m^3 ； G 为工质质量流量， kg/s ； V 为级体积， m^3 ； A 为级出口截面积， m^2 ； H 为级出口焓值， kJ/kg ； P 为压力， kPa ； u 为出口轴向速度， m/s ； T 为温度， K ； R 为通用气体常数， kJ/k ； C_p 为变定压比热， kJ/kg 。各级比热按照式(1)计算， Q 为外界传入的热量，此处 $Q=0$ 。工质所受叶片的轴向作用力 F 及本级耗功 W_s 计算公式为

$$F = G_{i+1} u_{i+1} + P_{i+1} A_{i+1} - G_i u_i - P_i A_i \quad (13)$$

$$W_s = G_i H_i - G_{i+1} H_{i+1} \quad (14)$$

作为动态模型中各级模块输入的 F 和 W_s 取自本文第1.2节所建立的压气机性能预估模型，在每个积分步距中，根据性能模型中对应各级模块的计算结果，利用式(13)和(14)计算出相应的 F 和 W_s 。

对于级间放气本文采用流网中压力节点的计算方法，在放气的前后两级之间增设一个压力节点模块，节点上游压力取自前一级排气压力，下游压力分别为后一级进气压力、环境压力和该级放气所冷却的透平间的压力，据此可计算因放气门的开关和调整对前后各级压力和流量的改变，反映出级间放气对压气机性能的影响。稳定工况下燃机的冷却空气流量的大小可参阅文献[23]所示比例。

2 燃烧室仿真模型

将燃烧室作为一个控制体，假定控制体内燃气压力和焓值均匀，建立以压力和焓为状态参数的微分方程组来反映燃烧室内燃气的动态变化过程：

质量平衡方程

$$V_c \cdot \left(\frac{\partial \rho_c}{\partial P_c} \cdot \frac{dP_c}{d\tau} + \frac{\partial \rho_c}{\partial H_c} \cdot \frac{dH_c}{d\tau} \right) = G_{ac} + G_r - G_g \quad (15)$$

能量平衡方程

$$V_c \frac{d(\rho_c H_c - P_c)}{d\tau} = G_{ac} H_{ac} + G_r H_r + G_r \eta q - G_g H_c - Q_c \quad (16)$$

式中： P_c 和 H_c 分别为燃烧室内燃气平均压力， kPa 和焓值， kJ/kg ； H_{ac} 和 H_r 分别为进入燃烧室的压缩空气和天然气焓， kJ/kg ； ρ_c 为工质密度， kg/m^3 ； V_c 燃烧室当量容积， m^3 ； $d\tau$ 为积分步距； q 为天然气热值，

kJ/kg ； η 为燃烧室效率，在工况变动和动态过程中 η 几乎不变^[17]； $\partial \rho_c / \partial P_c$ 和 $\partial \rho_c / \partial H_c$ 分别为燃气密度对 P_c 和 H_c 的偏导数，根据燃气的物理性质，在二次建模中使其按照燃气性质的规律变化； Q_c 为燃烧室散热量， kJ/kg ； G_{ac} 、 G_r 和 G_g 分别为进出燃烧室压缩空气、天然气和燃气的质量流量， kg/s ，其计算式为

$$G_{ac} = K_1 \sqrt{P_a - P_c} = B_1 (P_a - P_c) \quad (17)$$

$$G_r = K_2 \sqrt{P_r - P_c} = B_2 (P_r - P_c) \quad (18)$$

$$G_g = K_3 \sqrt{P_c - P_g} = B_3 (P_c - P_g) \quad (19)$$

式中： P_c 、 P_a 、 P_r 、 P_g 分别为燃烧室、压气机出口节点、天然气出口节点和透平入口节点压力， kPa ； K_1/B_1 、 K_2/B_2 、 K_3/B_3 分别为对应两压力节点之间的导纳/准线性导纳。

质量流量是在上下游压力节点之间压差和两点之间等价流量导纳的基础上，使用近似平方根关系计算，导纳系数是固定或可变流阻综合的结果。大量计算和试验表明，将模块之间以及模块内部的压力损失集中在模块进口端的简化处理方式可以准确地描述阻力特性^[24]。经验表明，在变工况和暂态过程中，认为 K/B 为常数完全满足工程精度的要求^[24]。

根据燃烧反应方程和天然气各组分摩尔百分比，燃烧 1m^3 (标准状态)天然气所需的理论空气质量为

$$G_0 = 0.0308[n(\text{H}_2) + n(\text{CO}) - n(\text{SO})] + 0.0616(m + n/4) \cdot n(\text{C}_m \text{H}_n) + 0.0924n(\text{H}_2\text{S}) - 0.0616n(\text{O}_2) \quad (20)$$

在进出燃烧室各工质流量已知的前提下，结合燃烧反应方程和式(20)可计算出燃气各组分的摩尔百分比和燃气摩尔分子量。根据燃气组分的摩尔量，综合式(15)~(19)和状态方程，调用相应的物性函数，可计算燃烧室内燃气压力、焓值、温度、燃气比热、过量空气系数以及其他相关的热力参数，反映燃烧室内燃气的动态变化过程。

3 燃气透平仿真模型

将燃气透平各级视为控制体，根据流网中节点的计算方法，把所求解的级作为压力节点，根据质量守恒原理计算其排气压力，按照级做功原理计算其他状态参数，其入口热力参数(如燃气流量、压力、焓值、温度、燃气成分、摩尔分子量等)为上一级模块的对应输出，求解过程为质量平衡方程

$$V_t \cdot \left(\frac{\partial \rho_t}{\partial P_t} \cdot \frac{dP_t}{d\tau} + \frac{\partial \rho_t}{\partial H_t} \cdot \frac{dH_t}{d\tau} \right) = G_{gi} + G_{ai} - G_{go} \quad (21)$$

式中： P_t 和 H_t 分别为本级排气压力(kPa)和对应的焓值(kJ/kg)； G_{gi} 、 G_{ai} 、 G_{go} 分别为本级燃气入口流量、冷却空气量和级排气流量，kg/s； V_t 为本级当量容积， m^3 。

由于级内燃气热焓的变化相对压力的变化很小，可忽略不计，于是式(21)变为

$$V_t \cdot \left(\frac{\partial \rho_t}{\partial P_t} \cdot \frac{dP_t}{d\tau} \right) = G_{gi} + G_{ai} - G_{go} \quad (22)$$

其中，

$$G_{gi} = K_{i1} \sqrt{P_{i1} - P_t} = B_{i1} (P_{i1} - P_t) \quad (23)$$

$$G_{ai} = K_{i2} \sqrt{P_{ai} - P_t} = B_{i2} (P_{ai} - P_t) \quad (24)$$

$$G_{go} = K_{i3} \sqrt{P_t - P_{i2}} = B_{i3} (P_t - P_{i2}) \quad (25)$$

式中： P_t 、 P_{i1} 、 P_{ai} 、 P_{i2} 分别为本级排气压力、本级入口(即上一级排气)、下一级出口(即下一级排气)和对应压气机放气级的压力，kPa； K_{i1}/B_{i1} 、 K_{i2}/B_{i2} 、 K_{i3}/B_{i3} 分别为对应两压力之间的导纳/准线性导纳，在级的排气流量计算中，考虑了临界状态下对流量的影响。

结合式(22)~(25)可计算出本级排气压力 P_t 。利用本级输入参数和排气压力，调用燃气物性子函数，可计算出本级理论排气温度 T_t (°C)和焓值 H_{ts} (kJ/kg)。

本级实际排气焓

$$H_{i2} = H_{t1} - (H_{t1} - H_{ts})\eta_t \quad (26)$$

本级实际排气温度

$$T_2 = f(H_{i2}, m_1, m_2) \quad (27)$$

本级做功

$$W_t = G_{gi} (H_{t1} - H_{i2}) \quad (28)$$

式中： H_{t1} 为上一级排气焓，kJ/kg； m_1 、 m_2 为燃气成分数组， η_t 为本级效率。本文将级效率作为燃气流量的函数，并考虑叶片结垢等因素对效率的影响。

依照上述方法依次建立燃气透平各级仿真模块，按照燃气流程将各级模块的输入输出联结起来即形成燃气透平热力系统的动态仿真模型。

4 其他部件和过程仿真模型

燃机转子转速模型可用转动惯性微分方程描述；天然气预热器模型可参照文献[25]中介绍的单项介质换热算法建立；燃机各部件连接段处的容积惯性(如燃烧室至透平的过渡段等)可运用质量平衡原理建立压力流量动态微分方程反映；反映燃机的热惯性的换热过程模型参照文献[24]所介绍的集中

参数方法建立燃机部件表面和高温燃气之间的热交换模型，模拟暂态过程中由于高温部件储藏和释放热量的变化对燃机热力系统动态特性的影响，模型中将过渡段和燃气透平通流部分由于不稳定热交换所引起的温度变化折算到透平入口前燃气温度的变化。

结合电气专业相关模型(如发电机模型、励磁系统模型等)，利用上述燃机热力系统模型即可建立整个燃气发电机组的动态仿真模型^[26-30]。

5 模型验证和应用

以华北电力大学 STAR-90 一体化仿真支撑系统为建模平台，以 MITSUBISHI 公司生产的 M701F 重型燃气发电机组为仿真对象(深圳广前电力有限公司 1 号燃气-蒸汽联合循环机组)，根据本文所述方法建立燃气轮机热力系统的仿真模型，图 4、5 和表 1 为仿真模型与参考机组部分关键参数运行数据的静态精度和动态响应特性及仿真试验结果。

表 1 部分数据与仿真结果对照

Tab. 1 Parameter comparison between the operating and simulation value

比照参数	IGV 开启前		IGV 全开	
	运行数据	仿真结果	运行数据	仿真结果
燃机电功率/MW	120.43	116.37	241.49	246.567
燃烧室压力/kPa	1 158.28	1 098.4	1 679.31	1 668.5
压气机出口温度/K	649.66	656.406	721.95	729.643
透平排气温度/°C	530.16	528.808	590.04	588.956
天然气流量/(kg/s)	7.438	7.156	13.104	13.494 1
IGV 开度/(°)	50	50	88	88

注：大气温度 21.96 °C，大气压力 102.664 kPa。

由表 1 可知：不同负荷稳定工况下，燃机热力系统可监测到的关键运行数据与仿真模型相应的热力参数计算结果相比，静态精度均在±3%以内。

图 4 是仿真模型模拟燃机从冷态至满负荷启动过程中相关参数的变化曲线。因模型的参比数据来源于与 M701F 型燃机配套的联合循环机组，本文省略了启动过程中底循环系统的暖机等待及带负荷的时间，侧重点在于燃机的启动过程；综合机组燃气透平排气压力在启动过程中的运行数据(从-0.04~2.75 kPa 逐渐递增)，按照其变化规律拟和曲线作为燃气透平模型的压力边界。图 4、5 的纵轴为热力参数绝对变化区间，“·”为仿真对象机组启动过程中相关热力参数的运行监测数据。

M701F 型燃机冷态启动主要过程：冷加速阶段，在 1min 内利用 SFC 装置将燃机从盘车状态的

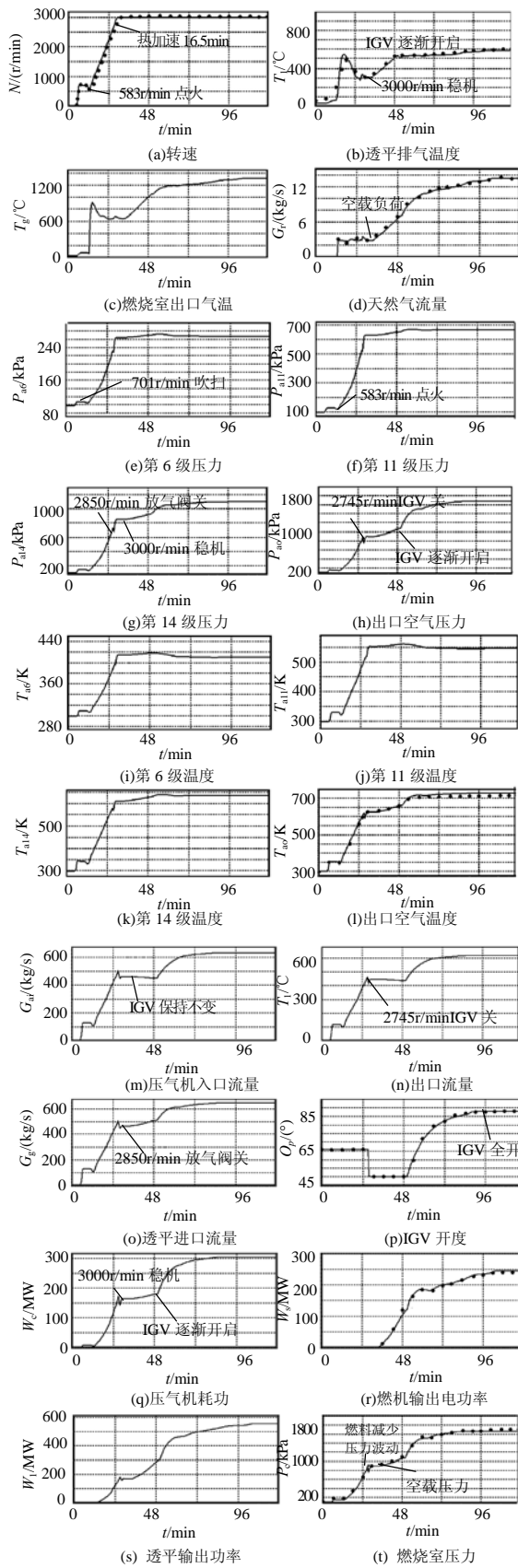


图 4 燃机模型从冷态至满负荷启动过程曲线

Fig. 4 Start-up process curve from cold state to full load of the gas turbine simulation model

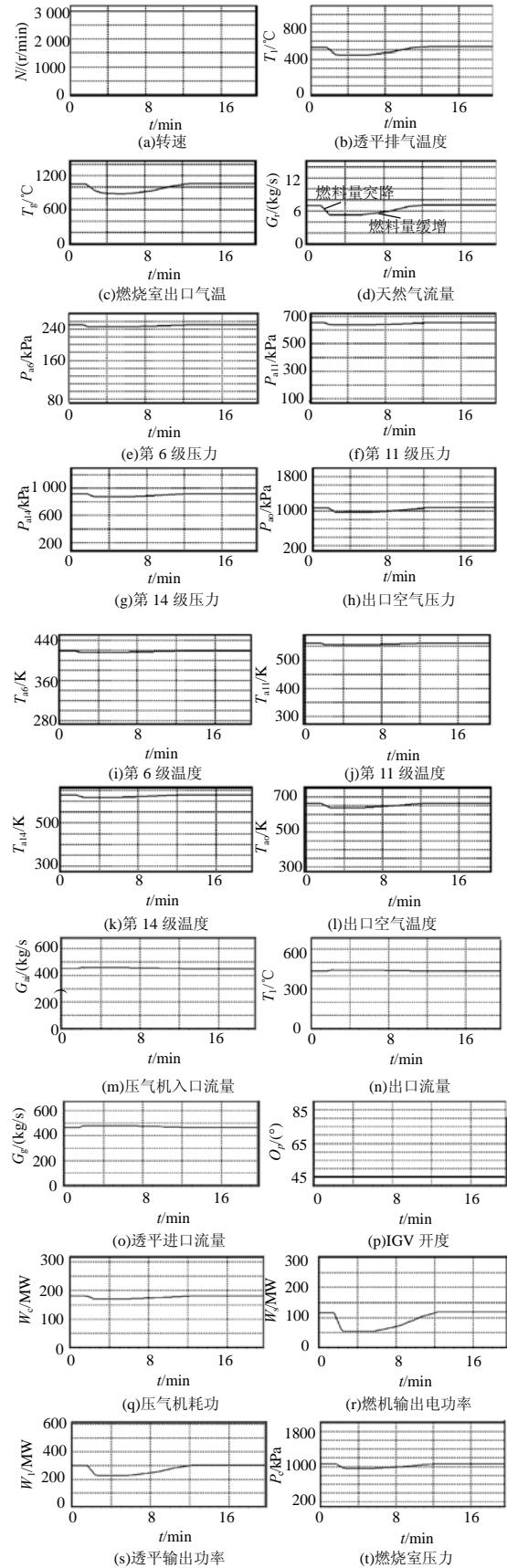


图 5 燃料量扰动仿真试验

Fig. 5 Fuel gas flux changing simulation test

2.63 r/min 升至 713 r/min, 在 2 min 内降至 701 r/min 吹扫 4~5 min, 然后再降至 583~581 r/min 准备点火, 在此过程中 IGV 开度百分比始终为 39.4%; 热加速阶段, 调整值班燃料和主燃料的压力和流量控制阀以及 SFC, 使燃机以平均 135 r/min 的升速率升至 3000 r/min, 冲转过程中, 转速约 2 000~2 100 r/min 时 SFC 装置退出启动, 在 2 745 r/min 时 IGV 开度迅速降低至-0.18%, 在 2 850 r/min 时各级放气阀关闭; 经过 3 000 r/min 暖机后, 燃机并网进入升负荷阶段, 此时 IGV 处于完全关闭状态, 调整值班燃料和主燃料的压力和流量控制燃机升负荷速度, 待透平排气温度达 530 °C 左右时(此时燃机负荷约为 114~120 MW), 逐渐开启 IGV 控制排气温度在 530 °C 左右直至全开, 满负荷时排气温度约为 590 °C。

由图 4 可知: 本模型能够真实反映对象机组的启动过程, 模型计算结果与燃机可监测到的热力运行参数具有良好的吻合度, 对于现场无法监测的数据, 对应的模型参数变化趋势也完全符合燃机的工作机理。模型能够正确反映因 IGV 调整、放气阀的开关、燃料量变化对整个燃机热力系统的影响。IGV 开度减小, 压气机功耗降低, 压比下降, 空气量减少, IGV 开启, 则压比升高, 进气量增大; 放气阀关闭, 空气流量减少, 压比升高; 因天然气流量的变化规律(点火突增、逐渐增加、接近 3000 r/min 时下降)、空气流量随转速的变化特性以及设备的不稳定传热等因素致使燃气透平排气温度在燃机点火后达到一个峰值, 然后逐渐下降, 待空载工况时下降到最低, 带负荷后又逐渐升高; 随着转速的变化, 压气机各级出口压力和温度变化趋势相同, 但各级参数的变化绝对值不同, 其变化幅度由高压级至低压级逐渐减小; 在定转速时, 随着燃料量的增加, 燃烧室压力逐渐升高, 压气机压比和出口温度增大, 空气流量略有减少。由图 5 可知: 稳定工况下燃料量突降, 燃烧室温度、透平排气温度降低, 透平机械功、电功率减少; 燃烧室压力降低, 压气机压比及出口温度下降, 空气流量增大; 燃料量缓慢增加, 则燃烧室燃气温度、透平排气温度、透平机械功、电功率逐渐升高, 燃烧室压力升高, 压气机压比及出口温度逐渐增大, 空气流量略有减少, 直至恢复到扰动前的稳定工况, 仿真试验结果表明模型的动态响应特性符合燃机的运行规律。

6 结论

(1) 与其他燃气轮机系统建模技术不同, 本

文采用模块化建模方法建立了完整的燃机热力系统动态仿真模型。模型中每个仿真模块对应热力系统的一个设备单元或过程, 具有明确的物理意义和数学独立性, 具有较好的通用性。

(2) 本文以旋转机械的级为研究对象, 分别采用逐级叠加法和流体网络技术建立压气机级和透平级的仿真模块, 按照工质流程连接各级仿真模块, 建立压气机和燃气透平通流系统仿真模型。仿真试验表明本文的建模思路是正确的, 模型既能够计算整台压气机和透平的状态参量, 反映整体对象的动态特性; 又能计算任一级的性能参数, 反映任一级热力学参数的变化趋势。

(3) 本文提出的计算 IGV 角度改变的处理方法以及增设压力节点计算级间放气对压气机性能影响的方法简便可行, 能够正确反映 IGV 角度变化和级间放气阀的开关对压气机性能的影响。

(4) 仿真试验结果以及与仿真对象运行数据的对照表明, 该模型能够正确反映燃机热力系统的动态特性和全工况运行过程, 满足仿真实时性的要求; 模型运算稳定可靠, 具有较高的静态精度和良好的自稳定性; 不仅可直接应用于燃气-蒸汽联合循环机组实时仿真系统的开发, 还可为燃机控制系统的设计与分析提供良好的非线性对象模型。

(5) 由于从燃机制造厂家或公开发表的刊物上无法得到燃机设备详细的结构参数和气动试验数据, 本文在模型开发中引用了一些经验数据和修正系数, 这在一定程度上影响了模型的性能。为进一步提高模型的精度, 改善其动态响应特性, 还需做大量更细致的工作。

参考文献

- [1] 段立强, 徐钢, 林汝谋, 等. IGCC 系统热力与环境性能结合的评价准则[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(12): 263-267.
Duan Liqiang, Xu Gang, Lin Rumou, et al. New evaluation criterion of IGCC system performance integrating thermodynamics with environment[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(12): 263-267 (in Chinese).
- [2] 邓世敏, 危师让, 林万超. IGCC 系统专用单元模型研究[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(3): 34-36.
Deng Shimin, Wei Shirang, Lin Wanchao. Study on modeling typical parts of IGCC system[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(3): 34-36 (in Chinese).
- [3] 段立强, 林汝谋, 蔡睿贤, 等. 整体煤气化联合循环(IQCC)底循环系统变工况特性[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(2): 26-30.
Duan Liqiang, Lin Rumou, Cai Ruixian, et al. Off-design characteristic of bottom cycle system in IGCC[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(2): 26-30(in Chinese).

- [4] 高建强. 大型循环流化床锅炉实时仿真模型与运行特性研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2005.
- [5] 高建强, 马良玉, 王兵树, 等. 450t/h 循环流化床锅炉机组动态仿真模型研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(11): 241-245.
Gao Jianqiang, Ma Liangyu, Wang Bingshu et al. Study on dynamic simulation model for 450 T/H circulating fluidized bed boiler[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(11): 241-245(in Chinese).
- [6] 秦鹏译. 轴流压气机气动设计 (NASA SP-36) [M]. 北京: 国防工业出版社, 1975.
- [7] 舒士甄, 朱力, 柯玄龄, 等. 叶轮机械原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [8] Howell A R, Calvert W J. A new stage stacking technique for axial-flow compressor performance prediction[J]. Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines and Power, 1978, 100 (5): 698-703.
- [9] Muri D E, Saravanamuttoo H I H, Marshall D J. Health monitoring of variable gas turbines for the canada navy[J]. Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines and Power, 1989, 111(4): 244-250.
- [10] Song T W, Kim T S, Kim J H, et al. Performance prediction of axial-flow compressors using stage characteristics and simultaneous calculation of inter-stage parameters[J]. Proc. Inst. Mech. Eng., Part A: Journal of Power and Energy, 2001, 215(6): 89-98.
- [11] 刘志刚, 刘咸定, 赵冠春. 工程热物理性质计算程序的编制及应用[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [12] 聂加耶夫著(苏). 航空燃气涡轮发动机原理[M]. 姜树明译. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [13] Kim J H, Song T W, Kim T S, et al. Dynamic simulation of full startup procedure of heavy-duty gas turbines[J]. Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines and Power, 2002, 124(7): 510-516.
- [14] 李景银, 徐忠, 王文坚. 计算多级轴流压气机阻塞系数和减功系数的新方法[J]. 应用力学学报, 1999, 16(3): 84-88.
Li Jingyin, Xu Zhong, Wang Wenjian. A new method for computing the coefficient of blockage and work lost in multistage axial-flow compressors[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1999, 16(3): 84-88(in Chinese).
- [15] 柯特略尔 著(苏). 燃气轮机装置的变动工况[M]. 樊介生, 高椿译. 上海: 上海科技出版社出版社, 1965.
- [16] 林兆福. 气动热力学计算方法[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.
- [17] 焦树健. 燃气-蒸汽联合循环[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [18] 李景银, 刘立军, 李超俊. 多级轴流压气机失速边界预测方法研究[J]. 西安交通大学学报, 1996, 30(5): 57-61.
Li Jingyin, Liu Lijun, Li Chaojun. Prediction of the stall boundary in multistage axial-flow compressor[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 1996, 30(5): 57-61(in Chinese).
- [19] 王广军, 辛国华. 热力系统动力学及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [20] Groda G, Pittaluga F, Trucco A, et al. Heavy-duty gas turbine plant aero-thermodynamic simulation using simulink[J]. Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines and Power, 1998, 120(5): 550-556.
- [21] Schobeiri M T, Attia M, Lippke C. A generic, modularly structured computer code for simulation of dynamic behavior of aero and power generation gas turbine engines[J]. Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines and Power, 1994, 116(4): 483-494.
- [22] Badmus O O, Eveker K M, Nett C N. Control-oriented high-frequency turbo-machinery modeling: general one-dimensional model development[J]. Trans. ASME, J. Turbomachine., 1995, 117(4): 320-335.
- [23] 王德慧, 李政, 麻林巍, 等. 大型燃气轮机冷却空气量分配及透平膨胀功计算方法研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(1): 180-185.
Wang Dehui, Li Zheng, Ma Linwei, et al. Study on cooling air allocation and expander power calculation of large scale gas turbine [J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(1): 180-185 (in Chinese).
- [24] 倪维斗, 徐向东, 任挺进, 等. 热动力系统建模与控制的若干问题[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [25] 崔凝, 王兵树, 高建强, 等. 大容量余热锅炉动态模型的研究与应用[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(19): 103-109.
Cui Ning, Wang Bingshu, Gao Jianqiang, et al. Study and application an dynamic model for the large capacity heat recovery steam generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(19): 103-109(in Chinese).
- [26] 徐钢, 林汝谋, 邵艳军, 等. 燃气轮机建模的通用性和精细性研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(21): 106-111.
Xu Gang, Lin Rumou, Shao Yanjun, et al. Study on universality and precision of gas turbine modeling[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(21): 106-111(in Chinese).
- [27] 丁毅, 黄向华, 张天宏. 基于相似理论的燃气轮机建模技术研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(5): 689-694.
Ding Yi, Huang Xianghua, Zhang Tianhong. The research of gas turbine performance modeling based on theory of similarity[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5): 689-694(in Chinese).
- [28] 曾进, 任庆生, 翁史烈, 等. 基于神经网络的燃气轮机动态过程仿真[J]. 热能动力工程, 2000, 88(15): 423-425.
Zeng Jin, Ren Qingsheng, Weng Shilie, et al. Simulation of a gas turbine dynamic process on the basis of a neural network[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2000, 88(15): 423-425(in Chinese).
- [29] 潘蕾, 杨瑜文, 林中达. 重型单轴燃气轮机-发电机组的综合动力学建模方法的研究[J]. 动力工程, 2002, 22(5): 1959-1964.
Pan Lei, Yang Yuwen, Lin Zhongda. Research on integrated modeling method of heavy-duty single-shaft gas turbine-generators[J]. Journal of Power Engineering, 2002, 22(5): 1959-1964(in Chinese).
- [30] 金晓航, 刘永文, 苏明. 带中间冷却和回热的燃气轮机动态性能的研究[J]. 动力工程, 2006, 26(3): 326-328.
Jin Xiaohang, Liu Yongwen, Su Ming. Dynamic behavior of a inter-cooled gas turbine set with waste heat recuperator[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(3): 326-328(in Chinese).

收稿日期: 2007-07-30。

作者简介:

崔 凝(1969—), 男, 博士研究生, 高级工程师, 从事热力系统数学模型的研究以及联合循环机组的动态特性分析等研究工作;

王兵树(1950—), 男, 教授, 博士生导师, STAR-90 仿真系统的主研人, 从事热力系统建模及控制、调速方向的研究。

(编辑 王庆霞)