

文章编号:1000-8055(2013)03-0709-05

基于容积法的某涡扇发动机动态建模方法

唐世建, 童万军

(中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 考虑了容腔的质量和能量的储能效应, 提出了基于容积法的涡扇发动机实时数学模型建模方法, 建立了容腔压力和温度的微分方程, 容腔的压力和温度可以用不迭代的数值法求解。同时, 利用 C++ 面向对象编程语言, 建立了某涡扇发动机动态模型。用建立的发动机动态模型和商用软件 Gasturb 10 分别计算了发动机性能, 并进行了对比。结果表明: 该模型与 Gasturb 10 的运算结果具有良好的一致性, 高压压气机转速、涡轮进口温度及压气机喘振裕度的响应结果最大相对误差小于 1%。容积法避免了数值迭代, 可以保证模型计算的实时性。

关 键 词: 容积法; 涡扇发动机; 发动机动态建模; 建模方法; 实时

中图分类号: V233.4

文献标志码: A

Turbofan engine transient modeling based on
inter-component volume method

TANG Shi-jian TONG Wan-jun

(Gas Turbine Establishment of China,
Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: The effect of mass and energy storage in a volume was considered. A modeling approach for real time turbofan engine model was presented by employed inter-component volume (ICV) method. The pressure and temperature differential equations were established. The pressure and temperature were calculated through numerical integral without iterative. A turbofan engine transient model was coded by means of employing the solver equations and C++ programming language. By comparison, the calculation results have quite remarkable consistency with those results calculated by Gasturb 10 which is famous commercial software in aero-engine. The simulation results show that the maximum relative errors of high pressure compressor, turbine inlet temperature and the surge margin of compressor are within 1% and ICV method avoids iterative so the computer's running time is evidently reduced.

Key words: inter-component volume (ICV) method; turbofan engine; engine transient modeling; modeling approach; real time

符号表

R_{bp}	涵道比	c_v	比定容热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c_p	比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	F_p	推力, daN
		h	质量焓, kJ/kg

收稿日期: 2012-04-06

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130326.1743.201303.709_032.html

作者简介: 唐世建(1963—), 男, 河南滑县人, 研究员, 主要从事航空发动机控制系统研究。

κ	等熵指数
p	静压, kPa
p_t	总压, kPa
R	气体常数, J/(kg · K)
s	质量熵, kJ/(kg · K)
s_{fc}	耗油率, kg/N
T	静温, K
T_t	总温, K
u	质量内能, kJ/kg
v	质量体积, m ³ /kg
q	空气流量, kg/s
q_i	燃油流量, kg/s
ρ	密度, kg/m ³
σ	总压恢复系数
α	油气比
β	压气机进口导叶角度, (°)

n_2	高压转子物理转速, r/min
n_1	低压转子物理转速, r/min
I_2	高压转子转动惯量, kg · m ²
I_1	低压转子转动惯量, kg · m ²
P	功率, kJ/kg
V_{ol}	容腔容积, m ³

下角标

0, 1, ..., n	发动机特征截面
f	风扇
b	增压级压气机
c	压气机
cc	燃烧室
hpt	高压涡轮
lpt	低压涡轮

在涡扇发动机研制过程中,必须建立起涡扇发动机模型,一方面进行控制规律的分析研究,另一方面在进行控制系统研制和半物理模拟试验中,提供一个涡扇发动机的仿真平台。

目前,涡扇发动机数学模型已被列为发动机及其自动控制系统领域内一个独立的研究方向,是现代涡扇发动机设计、调试和运行过程中的重要工具。实践证明:在涡扇发动机全寿命周期的各个阶段(方案、设计、调试和运行阶段),应用涡扇发动机数学模型的必要性和有效性一直在不断增加。高质量的发动机数学模型已成为解决发动机动态分析,以及发动机和动力装置控制综合问题时的主要工具。

现代发动机建模技术随着计算机技术的发展已经有了很大提高,特别是在仿真领域越来越多地使用复杂数学模型解决发动机设计与研制中的问题。发动机模型和数据库为提高发动机建模技术提供了一个良好的发展平台,通过建模技术研究和建立模型数据库,采用部件特性建模的技术水平和模型计算的准确性得到进一步提高,为提升发动机仿真设计水平奠定了技术基础,也为控制系统研制提供了更好的技术支持^[1]。

利用发动机部件特性并考虑发动机内的主要容腔效应,利用转换方程一次完成发动机全部流程计算,这样的建模方法有效提高了模型的计算实时性和逼真度。

流量法^[2]是基于部件特性的一种涡扇发动机动态数学模型的建模方法,需要用牛顿-拉夫逊等迭代算法求解非线性方程组,故只能用于发动

机非实时动态建模。在流量法中,发动机流道中容腔的进、出口空气/燃气流量被假定为相等。

本文提出了一种基于容积法建立涡扇发动机动态数学模型方法。

1 容积法

1.1 容积法

容积法认为发动机流道中容腔内存在容积效应,通过引入容积动力学微分方程,无需迭代即可求解非线性方程组,用于建立实时模型。

无迭代模型克服了传统迭代模型计算速度慢,初猜值要求较高等缺点,并且具备良好的精确性。

1.2 雷诺传输定理

流体力学问题^[3-6]通常采用控制体法来描述与求解。但是自然界的基本物理定律,如:动量守恒定律、能量守恒定律、质量守恒定律等都是采用系统法进行描述的。为了能够让自然界的基本物理定律适用于控制体法,雷诺传输定理提供了由系统法变换到控制体法的理论方法。通过雷诺传输定理,自然界基本物理定律可用于流体力学问题的分析中。雷诺传输定理表达式为

$$\frac{D}{Dt} \int_V \varphi dV = \int_V \frac{\partial \varphi}{\partial t} dV + \oint_S \varphi V \cdot \hat{n} ds \quad (1)$$

1.3 能量守恒定理

利用式(1),将能量守恒定律(热力学第一定律)应用于控制体,并假设控制体与外界无能量交换,则可得

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{DE}{Dt} + \frac{dq}{dt} =$$

$$\int_{cV} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dV + \oint_{\partial cV} \rho h V \cdot \hat{n} ds = 0 \quad (2)$$

若控制体有一系列的进口和出口,则式(2)可写成如下形式:

$$\int_{cV} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dV = \sum h_{in} \dot{m}_{in} - \sum h_{out} \dot{m}_{out} \quad \underline{\underline{\dot{H}_{net}}} \quad (3)$$

假定控制体内的流体分布均匀且连续,则式(3)可写成如下形式:

$$\begin{aligned} \int_{cV} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dV &= V \cdot \frac{d(\rho u)}{dt} = \dot{H}_{net} \Rightarrow \\ \frac{du}{dt} &= \frac{1}{\rho u} (\dot{H}_{net} - u \dot{m}_{net}) \Rightarrow \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{1}{\rho c_V V} (\dot{H}_{net} - u \dot{m}_{net}) \end{aligned} \quad (4)$$

由方程(4)和理想气体状态方程可以得出

$$\frac{dT}{dt} = (\kappa - 1) \cdot \frac{T}{pV} \cdot (\dot{H}_{net} - u \dot{m}_{net}) \quad (5)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p}{T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{RT}{V} \cdot \dot{m}_{net} \quad (6)$$

1.4 容腔效应

式(5)和式(6)就是发动机采用容积法进行动态建模时用以描述容腔效应的基本方程。正是因为式(5)和式(6)的线性常微分方程特性,容积法模型避免了用迭代算法求解非线性方程组,进而实现了实时建模。

2 实时非线性动态建模

某涡扇发动机动态建模原理如图1所示。图中F为风扇,B为增压级压气机,C为压气机,CC为燃烧室,HPT为高压压气机,LPT为低压压气机。

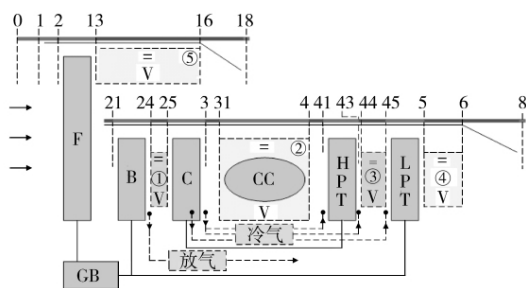


图1 某涡扇发动机动态建模原理框图

Fig.1 Block diagram of turbofan engine transient modeling

整个模型的方程组可由三部分组成:部件方程组、流道方程组和动态性能方程组。

2.1 部件方程组

发动机非线性模型是按照发动机部件排列的顺序,由逐一建立的气体流动方程、热力方程及发动机部件联合工作的共同工作方程所构成^[9-10]。部件方程组按照发动机结构顺序逐个建立。模型的建立可参见文献[2],由大气模型、进气道、风扇、增压压气机、高压压气机、高压涡轮、低压涡轮、核心喷口、外涵喷口组成,每一个子模块通过标准输入输出接口同其他子模块交流,各子模块根据各部件的特点利用输入的气动热力参数完成各部件内部的数值计算,并将计算结果作为输出传递给下一级模块。

2.2 流道方程组

和文献[2]不同的是流道方程组考虑了发动机流道中容腔内存在的容积效应,按照每个容积动力学微分方程建立,并采用微分方程的欧拉法数值解法无迭代求解,达到实时计算的效果。

截面13到截面18的流道方程如下:

$$\begin{aligned} q_{12} &= q_2 - q_{21} \\ \dot{H}_{net} &= q_{12} c_p T_{12} + q_{bld, bst} c_p T_{24} - q_{16} c_p T_{16} \\ m_{net} &= q_{13} + q_{bld, bet} - q_{16} \\ \frac{dT_{16}}{dt} &= \frac{\kappa - 1}{V_{16}} \cdot \frac{T_{16}}{p_{16}} \cdot [\dot{H}_{net} - u_{16} \cdot \dot{m}_{net}] \\ T_{16} &= T_{16} + \frac{dT_{16}}{dt} \cdot dt \\ \frac{dp_{16}}{dt} &= \frac{p_{16}}{T_{16}} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{1}{V_{16}} \cdot RT_{16} \cdot \dot{m}_{net} \\ p_{16} &= p_{16} + \frac{dp_{16}}{dt} \cdot dt \\ p_{13} &= \frac{p_{16}}{\sigma_{16}} \\ T_{13} &= T_{16} \\ p_{13} &= p_{16} \\ q_{16} &= q_{13} \end{aligned}$$

截面13到截面21的流道方程如下:

$$\begin{aligned} T_{21} &= T_{13} \\ p_{21} &= p_{13} \sigma_{22} \end{aligned}$$

截面24到截面25的流道方程如下:

$$\begin{aligned} \dot{H}_{net} &= (q_{24} - q_{bld, bes}) c_p T_{24} - q_{25} c_p T_{25} \\ \dot{m}_{net} &= q_{24} - q_{bld, bst} - q_{25} \\ \frac{dT_{25}}{dt} &= \frac{\kappa - 1}{V_{25}} \cdot \frac{T_{25}}{p_{25}} \cdot [\dot{H}_{net} - u_{25} \cdot \dot{m}_{net}] \\ T_{25} &= T_{25} + \frac{dT_{25}}{dt} \cdot dt \\ \frac{dp_{25}}{dt} &= \frac{p_{25}}{T_{25}} \cdot \frac{dT_{25}}{dt} + \frac{1}{V_{25}} \cdot RT_{25} \cdot \dot{m}_{net} \end{aligned}$$

$$p_{25} = p_{25} + \frac{dp_{25}}{dt} \cdot dt$$

$$p_{25} = \frac{p_{25}}{\sigma_{25}}$$

截面 3 到截面 41 的流道方程如下:

$$T_{31} = T_3$$

$$p_3 = p_{31}$$

$$q_{31} = q_3 - q_{\text{bld},2}$$

$$\dot{H}_{\text{net}} = q_{31} c_p T_{32} + \eta_{\text{cc}} \cdot q_f \cdot FHV - T_4 c_p T_4$$

$$\dot{m}_{\text{net}} = q_{31} + q_f - q_4$$

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{1}{V_{\text{cc}}} \cdot (\kappa - 1) \cdot \frac{T_4}{p_4} \cdot [\dot{H}_{\text{net}} - u_4 \cdot \dot{m}_{\text{net}}]$$

$$T_4 = T_4 + \frac{dT_4}{dt} \cdot dt$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{p_4}{T_4} \cdot \frac{dT_4}{dt} + \frac{1}{V_{\text{cc}}} \cdot RT_4 \cdot \dot{m}_{\text{net}}$$

$$p_4 = p_4 + \frac{dp_4}{dt} \cdot dt$$

$$p_{31} = \frac{p_4}{\sigma_{\text{cc}}}$$

$$p_{41} = p_4$$

$$q_{41} c_p T_{41} = q_4 c_p T_4 + q_{\text{bld},21} c_p T_3$$

$$q_4 = q_{41} - q_{\text{bld},21}$$

截面 43 到截面 45 的流道方程如下:

$$q_{44} = q_{43} + q_{\text{bld},22}$$

$$q_{44} c_p T_{44} = q_{43} c_p T_{43} + q_{\text{bld},22} c_p T_3$$

$$\dot{H}_{\text{net}} = q_{44} c_p T_{44} - q_{45} c_p T_{45}$$

$$\dot{m}_{\text{net}} = q_{44} - q_{45}$$

$$\frac{dT_{45}}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V_{45}} \cdot \frac{T_{45}}{p_{45}} \cdot [\dot{H}_{\text{net}} - u_{45} \cdot \dot{m}_{\text{net}}]$$

$$T_{45} = T_{45} + \frac{dT_{45}}{dt} \cdot dt$$

$$\frac{dp_{45}}{dt} = \frac{p_{45}}{T_{45}} \cdot \frac{dT_{45}}{dt} + \frac{1}{V_{45}} \cdot RT_{45} \cdot \dot{m}_{\text{net}}$$

$$p_{45} = p_{45} + \frac{dp_{45}}{dt} \cdot dt$$

$$p_{45} = \frac{p_{45}}{\sigma_{45}}$$

$$p_{43} = \frac{p_{44}}{\sigma_{44}}$$

截面 5 到截面 8 的流道方程如下:

$$\dot{H}_{\text{net}} = q_5 c_p T_5 - q_6 c_p T_6$$

$$\dot{m}_{\text{net}} = q_5 - q_6$$

$$\frac{dT_6}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V_6} \cdot \frac{T_6}{p_6} \cdot [\dot{H}_{\text{net}} - u_6 \cdot \dot{m}_{\text{net}}]$$

$$T_6 = T_6 + \frac{dT_6}{dt} \cdot dt$$

$$\frac{dp_6}{dt} = \frac{p_6}{T_6} \cdot \frac{dT_6}{dt} + \frac{1}{V_6} \cdot RT_6 \cdot \dot{m}_{\text{net}}$$

$$p_6 = p_6 + \frac{dp_6}{dt} \cdot dt$$

$$p_5 = \frac{p_6}{\sigma_6}$$

$$T_8 = T_6$$

$$p_8 = p_6$$

$$q_6 = q_8$$

2.3 动态性能方程

动态性能方程由功率方程、转子动态方程和性能方程组成,功率方程、转子动态方程可参见文献[2],建立的性能方程包括涵道比、推力和耗油率如下:

$$R_{\text{bp}} = \frac{q_{18}}{q_{21}}$$

$$F_{p_8} = q_8 V_8 + (p_8 - p_0) \times A_8$$

$$F_{p_{18}} = q_{18} V_{18} + (p_{18} - p_0) \times A_{18}$$

$$F_{p_{\text{gr}}} = F_{p_9} + F_{p_{18}}$$

$$F_{p_{\text{dr}}} = q_2 V_0$$

$$F_{p_{\text{net}}} = F_{p_{\text{gr}}} - F_{p_{\text{dr}}}$$

$$s_{\text{fc}} = \frac{q_f}{F_{p_{\text{net}}}}$$

3 性能仿真

基于上述建立的涡扇发动机部件方程组、流道方程组和动态性能方程,并采用 C++ 程序语言和面向对象编程技术^[11],建立了某涡扇发动机动态数学模型。

该模型的运算结果与 Gasturb 10^[12] 的运算结果进行了对比,结果一致性良好,表明本文基于容积法的涡扇发动机动态建模方法正确。图 2~

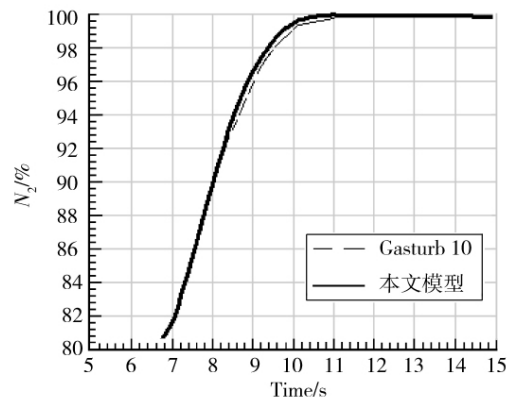


图 2 高压压气机转速 N_2 的计算结果对比

Fig. 2 Results comparison of N_2

图4给出了在0 km, $Ma=0$ 的条件下,油门杆从 $18^\circ \sim 81^\circ$ 的涡扇发动机过渡过程比较结果,图中虚线为Gasturb 10的计算结果,实线为本文模型计算结果.在加速过程中,高压压气机转速 N_2 最大相对误差小于1%,由图3和图4可知,涡轮进口温度 T_4 和压气机喘振裕度 D_{ky} 的响应结果最大相对误差小于1%.

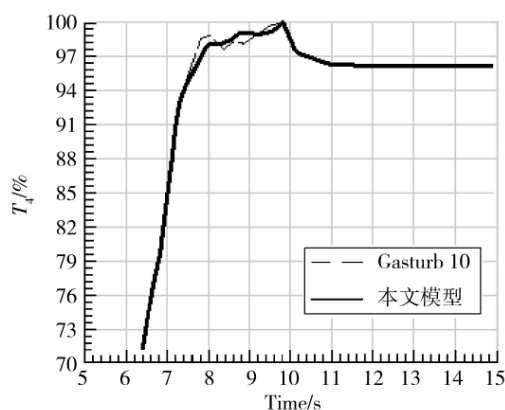


图3 涡轮前温度 T_4 的计算结果对比

Fig. 3 Results comparison of T_4

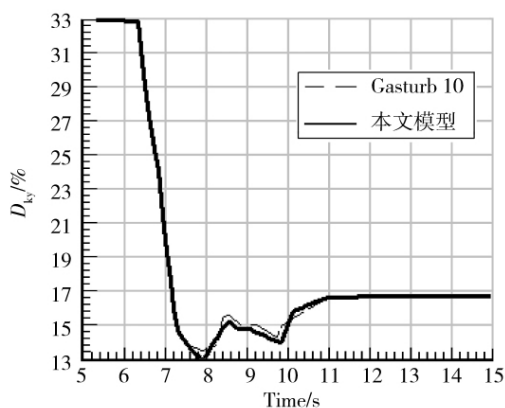


图4 压气机喘振裕度 D_{ky} 的计算结果对比

Fig. 4 Results comparison of D_{ky}

这一评估结果表明所建立的涡扇发动机实时动态模型,可用来进行涡扇发动机的动态仿真计算和控制规律分析,可用于控制软件的调试及控制系统半物理仿真平台。

4 结 论

本文所提出的容积法用于建立航空发动机实时模型,其特点在于通过考虑容腔的质量和能量的储能效应,建立了容腔气体的压力和温度的微分方程,并采用欧拉法求解,可以获得给定初值条件下的满足实时计算要求的该容腔气体的压力和温度的微分方程解,这些解取代了诸如采用牛顿-拉夫逊迭代算法中的初猜值,解决了发动机非线性方程组中未知数需要通过构建初猜值并进行循环迭代求解的问题,保证了算法的实时有效性.通过仿真对比验证证明了这一结论.

参考文献:

- [1] Walsh P P, Fletcher P. Gas turbine performance[M]. 2nd ed, Oxford: Blackwell Science, 2004.
- [2] 童万军,唐世建. 基于流量法的齿轮传动涡扇发动机动态建模[J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1377-1383.
TONG Wanjun, TANG Shijian. Geared turbofan engine transient modeling research based on CMF method[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1377-1383. (in Chinese)
- [3] Munson B R, Young D F, Okiishi T H. Fundamentals of fluid mechanics[M], 3rd ed, New York: Wiley, 1998.
- [4] Emanuel G. Analytical fluid dynamics[M]. Boca Raton: CRC Press, 1994.
- [5] White F M. Fluid mechanics [M]. 5th ed, New York: McGraw-Hill Education ISE Editions, 2003.
- [6] Fox R W, McDonald A T, Pritchard P J. Introduction to fluid mechanics[M] 6th ed, Hoboken: Wiley, 2004.
- [7] Cambel A B, Jennings B H. Gas dynamics[M], New York: McGraw-Hill, 1958.
- [8] Holman J P. Thermodynamics [M]. 3d ed, New York: McGraw-Hill, 1980.
- [9] Society of Automotive Engineers. Gas turbine engine performance station identification and nomenclature [M]. Warrendale, PA: Aerospace Recommended Practice, ARP 755A, SAE, 1974.
- [10] Society of Automotive Engineers. Gas turbine engine transient performance presentation for digital computer programs [M]. Warrendale, PA: Aerospace Recommended Practice, ARP 1257, SAE, 1989.
- [11] Lippman S B. Inside the C++ object model[M]. [S. l.]: Addison Wesley Longman Inc., 1996.
- [12] Kurzke J. Gasturb10 technical reference[EB/OL]. [2008-10-15]. <http://www.gasturb.de>.