

换热效应对燃气涡轮发动机过渡态性能的影响

屠秋野^{1,2}, 贾锐^{1,2}, 薛萱^{1,2}, 郑恒³, 严红明³

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 在非定常换热模型基础上,提出了换热效应不影响旋转部件功的假设,以及气冷涡轮换热的简化处理方法,建立了考虑换热效应的发动机过渡态性能计算模型.针对某双转子涡扇发动机加减速过程进行了数值模拟.结果表明:换热效应对整机性能的影响主要表现为各部件的响应滞后,而低压转子的响应滞后最为明显;压气机的换热时间常数小于涡轮;在旋转部件中,叶片的换热时间常数最小,轮毂次之,机匣最大.

关 键 词: 燃气涡轮发动机; 过渡态; 换热效应; 性能模拟; 响应滞后

中图分类号: V231

文献标志码: A

Effects of heat soakage on transient performance of gas turbine engine

TU Qiu-ye^{1,2}, JIA Rui^{1,2}, XUE Xuan^{1,2},

ZHENG Heng³, YAN Hong-ming³

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: With an unsteady heat transfer model, an assumption of neglecting the effects of heat transfer on the work of rotating components and a simplified heat transfer model of cooled turbine were put forward, and a transient engine model was built by taking the heat soakage into account. The numerical simulation results of a turbofan engine transient performance showed that, the main effects of heat transfer soakage on the engine performance were attributable to the response delay in each component, which was more serious in low pressure components. The thermal time constants of the compressor were smaller than those of the turbine. For the thermal time constants of the same component, the blade was the smallest, the hub was larger, and the casing was the largest.

Key words: gas turbine engine; transient state; heat transfer soakage; performance simulation; response delay

收稿日期: 2015-07-22

作者简介: 屠秋野(1971—),男,副教授,博士,主要从事发动机总体性能研究.

引用格式: 屠秋野,贾锐,薛萱,等. 换热效应对燃气涡轮发动机过渡态性能的影响[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 630-636. TU Qi-ye, JIA Rui, XUE Xuan, et al. Effects of heat soakage on transient performance of gas turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 630-636.

过渡态是指发动机从一个稳定的工作状态到另一个稳定工作状态的变化过程. 发动机在过渡态与稳态的差别主要有 3 个方面:①供油随时间的变化使得转子产生了剩余功率;②部件容腔储存的质量和能量发生了变化;③部件中的气体和固体发生了热交换. 因此,精细的过渡态数学模型是分析燃气涡轮发动机加速性、工作稳定性以及设计燃油调节计划的重要工具.

国内外在发动机过渡态性能方面开展了大量的研究工作并取得一定的成果^[1-6]. 这些研究大多都考虑了转子惯性和容积效应,只有少数模型^[7-8]涉及了部件中气体与固体的热交换. 试验表明,热交换对发动机过渡态有较为显著的影响^[9-10]. 因此,考虑换热效应对发动机过渡态性能分析具有重要意义.

文献[11-14]对发动机热交换进行了一定的理论研究,并给出了与试验结果一致性较好的理论分析结果. 但是这些方法过于简单,忽略了发动机各部件换热特点. 英国克兰菲尔德大学 Eshati 等^[15]在研究高压涡轮叶片与气流间换热时,进一步考虑了冷却气流和涂层的影响. 但是方法过于繁复,难以在整机的过渡态模型中实现.

本文在现有换热模型的基础上,考虑压气机压缩过程和涡轮冷却的特点,给出了更合理的处理压气机和涡轮换热的方法. 并以双轴混排涡扇发动机为研究对象,通过数值模拟分析了高压压气机和高压涡轮的吸热和放热的特点,以及部件吸放热效应对整机性能的影响,从而为更加准确、合理地模拟发动机过渡态性能提供理论依据.

1 发动机热交换模型

气流在压气机和涡轮等旋转部件通道中的换热过程被划分为叶片、机匣和轮毂 3 部分进行处理. 由于缺少盘腔的温度分布规律,本文没有计及气流与盘的换热过程. 此外,本文将燃烧室简化为与机匣类似的薄壁件进行换热计算.

1.1 非定常热交换模型

本文采用了文献[13]建立的非定常热交换模型. 根据传热学原理,气流与金属零部件间的热流量 q 由下列方程给出:

$$q = M_{c_m} \frac{dT_m}{dt} = -hA(T_m - T_g) \quad (1)$$

式中 M_{c_m} 分别代表金属部件的质量和比热容, T 代表温度, A 代表换热面积, h 代表传热系数, t

代表时间. 下标 m 代表金属部件, g 代表气流. 当气流总温与金属温度相同时,部件达到热平衡,换热量为零.

定义过剩温度 $\theta = T_m - T_g$, 可写成

$$\int \frac{d\theta}{\theta} = - \int \frac{hA}{Mc_m} dt \quad (2)$$

记 $\frac{Mc_m}{hA} = \tau$ 为时间常数,则可得

$$T_m = T_g - (T_g - T_{m_0})e^{-\frac{(t-t_0)}{\tau}} \quad (3)$$

式(3)写成离散形式为

$$T_{m,t} = T_{g,t} - (T_{g,t} - T_{m,t-\Delta t})e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \quad (4)$$

于是瞬时热流量为

$$q = -h_i A (T_{m,i} - T_{g,i}) \quad (5)$$

式中的传热系数 h 与气体物性、换热表面的几何形状、气流流动状态以及对流换热方式等因素有关. 本文采用以下式估算传热系数:

$$h = \frac{Nu\lambda}{d} \quad (6)$$

式中 Nu 表示努塞尔数; λ 为气流导热系数, d 为特征长度.

压气机叶片的努塞尔数采用平板层流和紊流的加权平均估算方法

$$Nu = f \times 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} + (1 - f) \times 0.037 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

式中 Pr 表示普朗特数; Re 表示雷诺数; f 为大于等于零且小于等于 1 的加权系数.

涡轮叶片的努塞尔数采用下式估算:

$$Nu = 0.235 Re^{\frac{16}{25}} \quad (8)$$

对于旋转部件的机匣和轮毂,以及燃烧室外壁和火焰筒,采用下式估算努塞尔数:

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

在同一部件的气流通道中,不同截面的几何尺寸和气流状态不同,所以不同截面的传热系数存在差别,这给估算换热量带来很大难度,需要进行适当的简化. 本文的模型以进出口传热系数的平均值作为整个部件的传热系数. 根据上述简化以及式(1),当部件达到热平衡时,金属平均温度应该等于进出口的气流平均总温.

1.2 热交换对旋转部件做功能力的影响

根据第 1.1 节介绍的方法计算出部件与气流间的瞬时热流量后,可以通过热流量来修正部件的出口温度.

以压气机为例,考虑换热效应后的出口温度计算如下:

$$T_{t3} = T_{t3,ad} - q_c / c_p W_3 \tag{10}$$

式中 T_t 代表总温, W 代表流量, c_p 代表气流比定压热容. 下标 c 代表压气机, 3 代表压气机出口, ad 代表绝热.

在考虑换热效应情况下, 之前的模型^[16]在计算压气机功时采用了修正后的出口温度, 即

$$L_c = c_p (T_{t3} - T_{t22}) \tag{11}$$

式中下标 22 代表压气机进口.

这种处理方法认为热交换影响了气流的出口温度, 进而影响了压气机的功, 而忽视了换热过程对部件性能影响的物理本质. 实际上, 气流流经压气机每一级时都与固体产生热量交换, 从而导致气流温度的下降. 但是级间的热交换并没有改变每一级压气机的多变效率, 因此温度下降并不是直接导致压气机功的下降, 而仅仅是使得气流的熵和做功能力略有降低. 如图 1 压气机温熵图所示, 图中 p_{22}, p_3 分别指压气机进、出口压力; $22-3'''$ 表示绝热压缩过程, $22-3$ 表示考虑吸热影响的压缩过程. 这个过程等效于图 1 中虚线所表示的某个起始温度的压缩过程. 对比 $22-3'''$ 和 $22''-3'''$ 两条曲线可以看出, 考虑换热效应并未影响到压缩过程的多变效率, 即曲线的曲率; 而差异仅仅在于温度下降造成的气体做功能力的降低. 由于换热量和温度变化有限, 实际气体温度和做功能力的下降也非常小. 例如, 假定压缩过程出口总温下降 4% (30 K), 根据图 1 可以计算得到实际压缩功的减小约为 2%, 所以可以近似地认为在多变效率不变的假设下, 同样的压缩过程, 压气机耗功相同 (但压缩功不同) 即

$$L_c = c_p (T_{t3,ad} - T_{t22}) \tag{12}$$

同样地, 也可以通过分析涡轮的温熵图得到相同的结论, 即近似地认为对于同样的膨胀过程, 涡轮输出功相同 (但涡轮焓降不同).

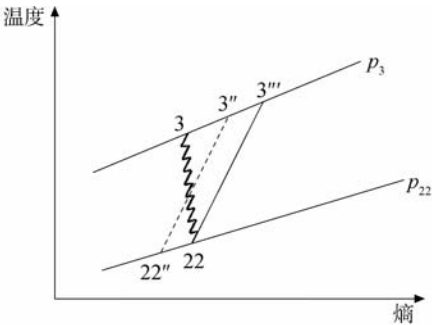


图 1 换热效应对压缩过程的影响

Fig. 1 Effects of heat transfer soakage on the compression procedure

1.3 热交换对涡轮的影响

高压涡轮通常采用冷却气流降低金属表面温度, 所以涡轮部件感受的实际温度低于气流的主流温度. 图 2 给出了典型的带有隔热涂层和气膜冷却的涡轮叶片关于相对厚度的表面温度梯度变化. 考虑到冷却气流和叶片隔热涂层的影响, 叶片表面的感受温度表示如下:

$$T_m = T_g - \eta (T_g - T_{cooling}) - \Delta T_{tbc} \tag{13}$$

式中 η 为冷却效率, 下标 tbc 代表隔热涂层, $cooling$ 代表冷气. 本文中 η 取发动机的设计值.

在计算涡轮叶片与气流间非定常热交换时, 温度的平衡点应选在叶片的金属表面, 即平衡温度为叶片感受温度 T_m 而不是气流总温 T_g .

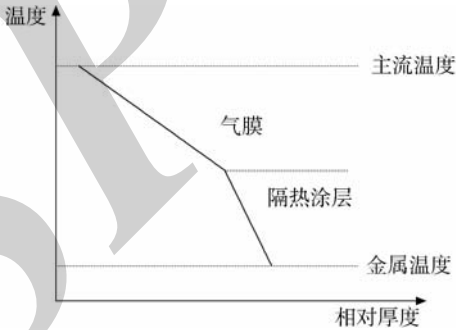


图 2 气膜和隔热涂层对叶片感受温度的影响

Fig. 2 Effects of film and thermo barrier coat on the temperature of vanes and blades

2 热交换对发动机加减速性能影响

在过渡态性能模型中, 引入上面介绍的换热模型, 考虑了高压压气机、燃烧室、高压涡轮和低压涡轮的换热效应, 对某双转子混排涡扇发动机的过渡态性能进行了数值模拟. 计算结果如图 3~图 15 所示. 图中分别给出了加速和减速过程发动机各参数及部件温度、换热量随时间的变化, 图中 F 表示推力, T_3 表示压气机出口温度, T_4 表示涡轮前温度. 对比图 3 与文献[8]的数值模拟结果, 以及图 8 与文献[9]中图 5 的试验结果表明, 本文的模型与上述结果在趋势上都具有较好的一致性.

图 5 中, 加速过程压气机出口温度下降不超过 25 K, 根据第 1.2 节的分析可知, 忽略换热效应对压气机功的影响是可行的.

分析图 3~图 9 的计算结果可见, 无论加速或减速过程, 换热效应使得发动机过渡态的部件出口温度、转速和推力响应明显滞后. 图 4 中, 低

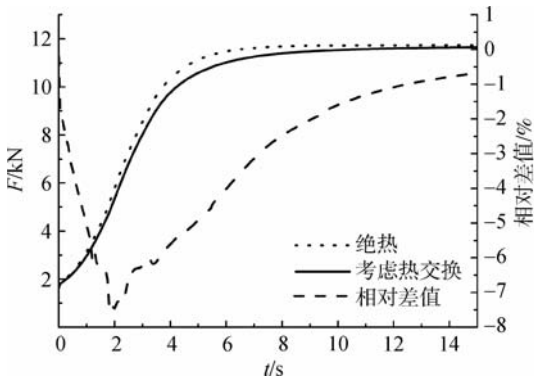


图 3 加速过程推力响应的对比

Fig. 3 Comparison of the responses of thrust during acceleration

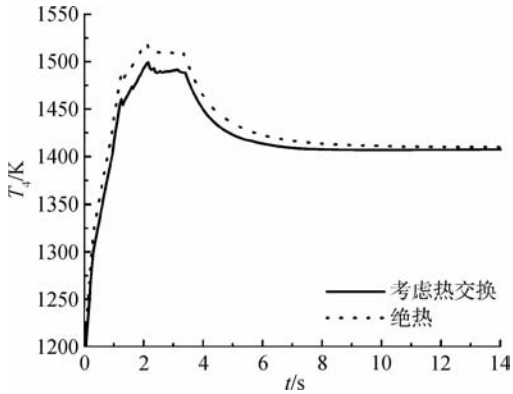


图 6 加速过程涡轮前温度响应的对比

Fig. 6 Comparison of the responses of turbine inlet temperature during acceleration

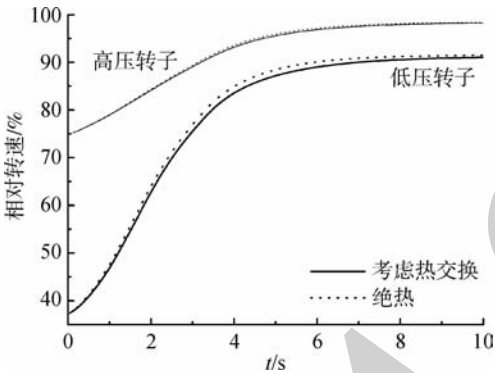


图 4 加速过程转速响应的对比

Fig. 4 Comparison of the responses of rotating speeds during acceleration

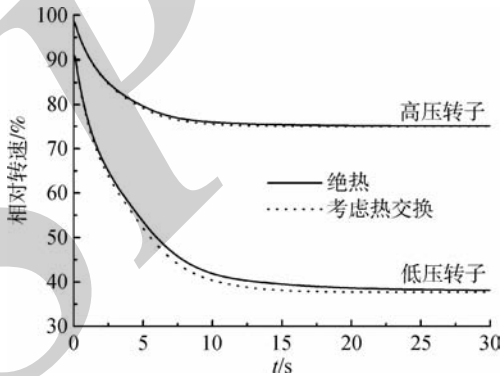


图 7 减速过程转速响应的对比

Fig. 7 Comparison of the responses of rotating speeds during deceleration

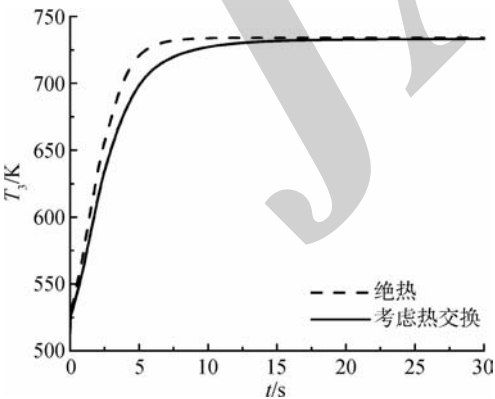


图 5 加速过程压气机出口温度响应的对比

Fig. 5 Comparison of the responses of compressor outlet temperature during acceleration

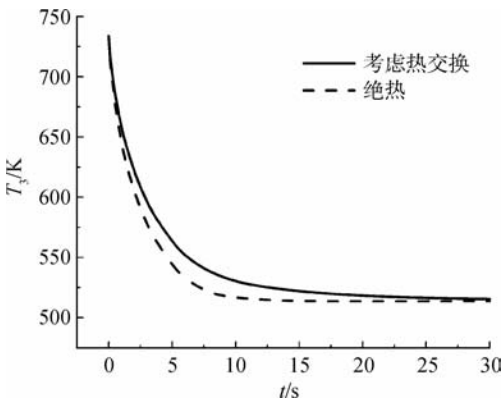


图 8 减速过程压气机出口温度响应的对比

Fig. 8 Comparison of the responses of compressor outlet temperature during deceleration

压转速的响应滞后明显大于高压转速. 这是因为气流在高压涡轮经过热交换之后,使得低压涡轮进口温度下降,再加之低压涡轮的换热影响,使得低压转速滞后现象更为显著.

图 10~图 15 分别为加速和减速过程中压气

机、高压涡轮金属平均温度及气流平均温度响应. 图中的计算结果显示了两个特征:①压气机的换热时间常数要小于涡轮;②同一旋转部件中,叶片的换热时间常数最小,轮毂次之,机匣最大. 换热

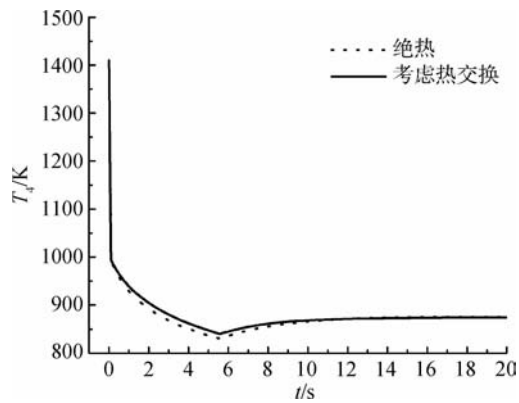


图 9 减速过程涡轮前温度的对比

Fig. 9 Comparison of the responses of turbine inlet temperature during deceleration

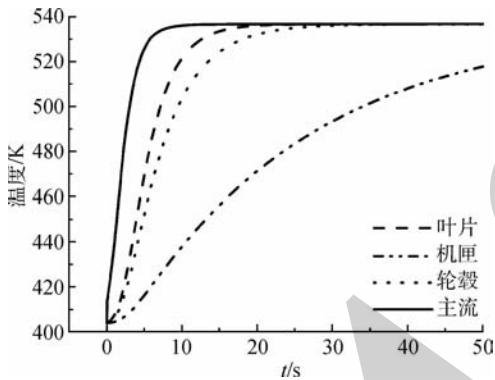


图 10 加速过程中压气机壁温与主流平均总温变化

Fig. 10 Compressor wall temperature and gas average total temperature varying with time during acceleration

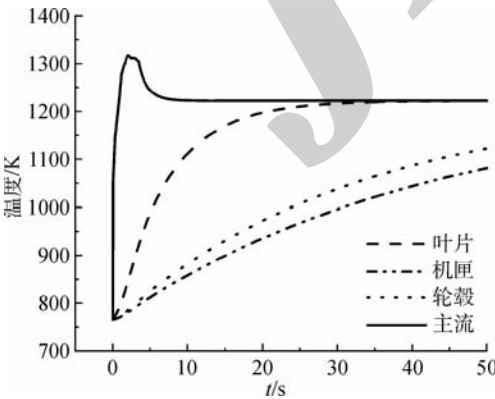


图 11 加速过程高压涡轮壁温与主流平均总温变化

Fig. 11 High pressure (HP) turbine wall temperature and gas average total temperature varying with time during acceleration

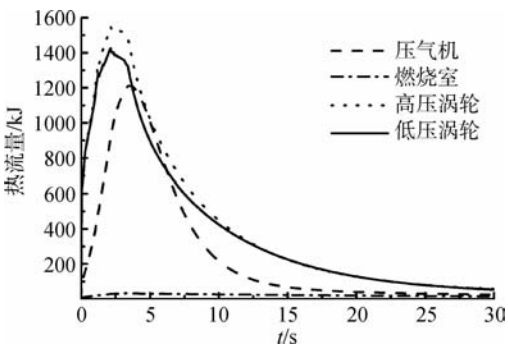


图 12 加速过程中各金属部件与气流间热流量

Fig. 12 Heat flux between metal in each component and gas during acceleration

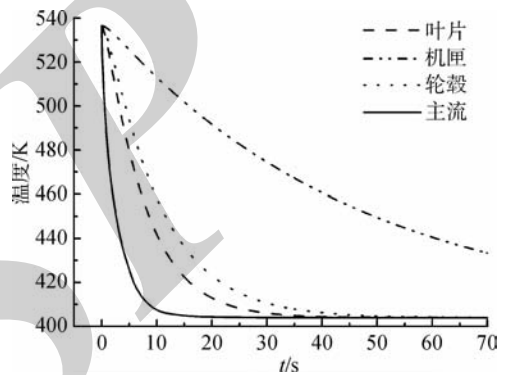


图 13 减速过程压气机壁温与主流平均总温的变化

Fig. 13 Compressor wall temperature and gas average total temperature varying with time during deceleration

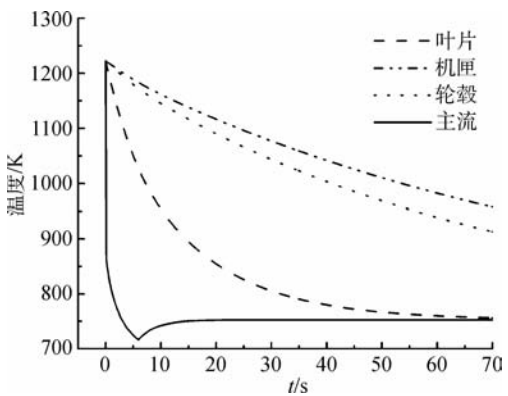


图 14 减速过程高压涡轮壁温与主流平均总温变化

Fig. 14 HP turbine wall temperature and gas average total temperature varying with time during deceleration

时间常数大小与固体热容量成正比,与换热面积和换热强成反比。相比于压气机,涡轮的叶片、机

匣和轮毂的质量以及换热面积较小,但是表面换热强度稍大于压气机,所以综合而言涡轮时间常数要小于压气机。在同一旋转部件中,由于气流沿叶片表面流动时,其各部分间发生剧烈的混合,换

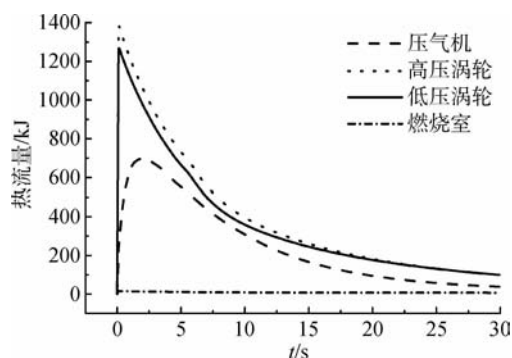


图 15 减速过程中各金属部件与气流间热流量

Fig. 15 Heat flux between metal in each component and gas during deceleration

热强度较高,且叶片换热面积也远大于机匣和轮毂,因此其换热时间常数小于轮毂和机匣。

图 12 和图 15 分别给出了加减速过程各部件瞬时热流量,其中压气机换热量与文献[9]中的试验计算结果在数量级上具有较好的一致性。由图可见,高压涡轮与气流的换热量最大,其次分别是低压涡轮和压气机,而燃烧室与气流的换热量可以忽略不计。以加速过程为例进行分析。在加速开始阶段,由于燃烧室燃油流量突然增加,使得燃烧室出口气流温度急剧上升(图 6),涡轮部件的过余温度(此处及下文过余温度均指其绝对值)急剧增大(图 11),导致涡轮与气流之间的热流量迅速增大。而流经压气机的气流温度随着高压转速增加而缓慢上升,使得过余温度增加得较为缓慢(图 10),所以压气机与气流的热流量增加得较涡轮缓慢。当涡轮前温度达到最高时,压气机转速和进出口气流温度还在继续增加,使得过余温度和传热系数继续增加,所以当涡轮热流量开始下降时,压气机热流量依然继续增加。随着发动机工况趋于稳态,气流温度和传热系数的变化趋于稳定,过余温度减小,金属与气流间的热流量也开始逐渐减小。由于压气机的换热时间常数低于涡轮,所以在气流温度基本稳定以后压气机的过余温度很快降低,瞬时热流量迅速减小。相比于高压涡轮,低压涡轮中气流温度和对流传热剧烈程度都较低,过余温度和换热系数也较低,所以低压涡轮的热流量稍小于高压涡轮。

3 结 论

1) 在发动机过渡态,旋转部件级间热交换并不会改变每级的多变效率,而仅仅是使得气流的熵和做功能力略有变化,所以可以近似地认为换热效应对旋转部件的功没有影响。

2) 在计算气冷涡轮叶片与气流间非定常热交换时,热平衡方程应该在考虑气膜冷却和隔热涂层的影响后,将温度的平衡点选在叶片的金属表面。

3) 本文将上述假设引入非定常换热模型,对某双转子涡轮发动机过渡态性能进行了数值模拟,计算结果与国外的试验和数值模拟结果相比,在趋势上具有较好的一致性。

4) 换热效应对整机性能的影响主要表现为响应滞后。其中,低压转速的响应滞后相比高压转速滞后更为明显。

5) 通常,压气机的换热时间常数要小于涡轮;在同一旋转部件中,叶片的换热时间常数最小,轮毂次之,机匣最大。

参考文献:

- [1] Seller J F, Danielle C J. DYNGEN: A program for calculating steady state and transient performance of turbojet and turbofan engines[R]. NASA-TN-D-7901, 1975.
- [2] Daniele C J. Digital computer program for generating dynamic turbofan engine models(DIGTEM)[J]. NASA TM-83446, 1983.
- [3] Chappell M. An approach to modeling continuous turbine engine operation from startup to shutdown[R]. AIAA 91-2373, 1991.
- [4] 周文祥, 黄金泉, 黄开明. 航空发动机简化实时模型仿真研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2005, 37(2): 251-255. ZHOU Wenxiang, HUANG Jinquan, HUANG Kaiming. Real-time simulation system for aeroengine based on simplified model[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 37(2): 251-255. (in Chinese)
- [5] 施洋, 屠秋野, 蔡元虎, 等. 燃气涡轮发动机加减速控制计划最优设计方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(11): 2567-2571. SHI Yang, TU Qiuye, CAI Yuanhu, et al. Optimum design method of acceleration and deceleration control schedule for gas turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(11): 2567-2571. (in Chinese)
- [6] 蒋爱武, 史军勇, 张百灵. 引起系数变化对涡轮发动机动态性能影响的数值模拟[J]. 空军工程大学学报: 自然科学版, 2007, 8(3): 13-15. JIANG Aiwu, SHI Junyong, ZHANG Bailing. Numerical simulation for the dynamic influence of the change of gas pumping coefficient on the turbofan engine[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Education, 2007, 8(3): 13-15. (in Chinese)
- [7] Biraud B, Despierre A, Gayraud S. Simulation of the WR-21 advanced cycle engine[R]. New York: ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, 2001.

- [8] Alexiou A, Mathioudakis K. Development of gas turbine performance models using a generic simulation tool[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo; Power for Land, Sea and Air. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2005: 185-194.
- [9] Crawford R A, Burwell A E. Quantitative evaluation of transient heat transfer on axial flow compressor stability[R]. Monterey: AIAA, SAE, ASME and ASEE 21st Joint Propulsion Conference, 1985.
- [10] 陈大光, 潘永泉. 热效应对涡轮喷气发动机过渡过程的影响[J]. 航空动力学报, 1987, 2(1): 85-86.
CHEN Daguang, PAN Yongquan. Thermal effects on transient process of a turbojet Engine[J]. Journal of Aerospace Power, 1987, 2(1): 85-86. (in Chinese)
- [11] Khalid S J, Hearne R E. Enhancing dynamic model fidelity for improved prediction of turbofan engine transient performance[R]. AIAA 80-1083, 1980.
- [12] Owen A K, Daugherty A, Garrard D, et al. A parametric starting study of an axial-centrifugal gas turbine engine using a one-dimensional dynamic engine model and comparisons to experimental results: Part 1 model development and facility description[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(3): 373-383.
- [13] 朱之丽, 廖阔. 热交换对喷气发动机过渡过程影响分析[J]. 推进技术, 1996, 17(3): 10-15.
ZHU Zhili, LIAO Kuo. Analysis of heat transfer impacting on gas turbine engine transients[J]. Journal of Propulsion Technology, 1996, 17(3): 10-15. (in Chinese)
- [14] 吴虎, 廉小纯. 热传递对涡轮发动机瞬态性能影响的数值分析[J]. 推进技术, 2002, 23(6): 445-447.
WU Hu, LIAN Xiaochun. Numerical simulation of effects of heat transfer on the transient performance of gas turbine engines[J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(6): 445-447. (in Chinese)
- [15] Eshati S, Laskaridis P, Haslam A, et al. The influence of humidity on the creep life of a high pressure gas turbine blade; Part I heat transfer model[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2012: 269-279.
- [16] 陈红梅, 朱之丽. 涡扇发动机过渡过程模拟精化方法[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 75-79.
CHEN Hongmei, ZHU Zhili. The investigation of the simulation model for transient performance of the turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 75-79. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)