

轴流叶轮机多排流动模拟的模型方程*

北京航空航天大学 季路成** 郭恩民 孟庆国 周 盛

【摘要】 首次推导出适合于多排流动模拟的模型方程—时均效应 $N-S$ 方程, 并对所提新概念—时均应力、时均能源的建模问题进行了初步探讨, 继而给出了多排流动模拟界面气流参数传递的工程处理方法。该模型理论基础严格, 具有很好的应用前景。

主题词: 叶轮机 流场模拟 多级

分类号: V231.3

当前, 轴流叶轮机多排流动模拟主要有两种途径: 一种是时间精确方法, 主要代表有 Giles^[1] 的延迟周期边界方法、Rai^[2]、Rao^[3] 的流动近似方法等。另一种多排流动模拟的方法是时均效应模拟。在这种模拟方法中, 代表性的方法一种为 Denton^[4]、Dawes^[5] 等人采用的相对流动定常模型方法。另一种是基于 Adamczyk^[6] 的通道平均理论。从理论上讲所得通道平均方程对多排叶轮机流动是精确的, 然而其封闭问题无疑又使雷诺平均 $N-S$ 方程的封闭问题雪上加霜。所幸的是, 人们认识到, 在叶排相互干扰作用中, 无粘非定常分量相关项占有绝对重要地位。目前采用该方法的最好工作是 Rhie 等人最近做出的^[7]。在下面将可以看出, Rhie 所采用的经过忽略叶片厚度影响的控制方程, 形式上已基本为本文推导出的时均效应 $N-S$ 方程, 这为本文理论方法提供了一个有力证据。

1 时均效应方程

本文对 $N-S$ 方程相继进行了两种平均: 一种是系综平均, 方程变为雷诺平均 $N-S$ 方程; 第二种平均为时间平均, 它以轴流叶轮机转动周期为特征时间尺度对流场任意空间位置进行时间平均, 所得方程称之为时均效应 $N-S$ 方程。

在稳定转动工况下, 多排环境轴流叶轮机内流动的非定常属性主要来自于叶排的相对运动。因此, 转子的转动周期也应该是多排轴流叶轮机非定常流动的长时间周期尺度, 从而在叶片坐标系上, 流域内某一空间点的流动基本以此时间尺度为周期。因此, 我们可以不管叶片几何构型、也不管相邻叶排叶片数目多少, 将空间任一点处流动分解为时间均匀分量+ 非定常分量, 这是本文与 Adamczyk^[6] 的主要不同之处, 也是问题得以简化的根本所在。时均方法具体如下: 将空间点上参数分解为: $f = \bar{f} + f'$, 其中, $\bar{f} = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} f dt$, T 为转子转动周期, t_1 为参考时间, 对于稳定的多级流动工况, 时均值 $\bar{f}$ 与参考时间 t_1 的选择无关。

对雷诺平均 $N-S$ 方程进行上述时间平均, 得到时均效应 $N-S$ 方程:

$$(\partial \bar{P} \nabla_x / \partial x) + (\partial \bar{P} \nabla_r / r \partial r) + (\partial \bar{P} \nabla_\theta / r \partial \theta) = 0$$

$$\frac{\partial (P + \overline{P V_x^2})}{\partial x} + \frac{\partial \overline{P V_x V_r}}{r \partial r} + \frac{\partial \overline{P V_x V_\theta}}{r \partial \theta}$$

$$= \mu \nabla^2 \nabla_x + \frac{1}{3} \mu \frac{\partial (\nabla \cdot \vec{V})}{\partial r} - \frac{\partial \overline{P V_x^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{P V_x V_r}}{r \partial r} - \frac{\partial \overline{P V_x V_\theta}}{r \partial \theta}$$

$$\frac{\partial \overline{P V_x V_r}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{P} + \overline{P V_r^2})}{r \partial r} + \frac{\partial \overline{P V_r V_\theta}}{r \partial \theta} = \frac{1}{r} (\overline{P} + \overline{P V_r^2}) + \mu \left(\nabla^2 \nabla_r^2 - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \nabla_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta}{r^2} \right)$$

$$+ \frac{1}{3} \mu \frac{\partial (\nabla \cdot \vec{V})}{\partial r} - \frac{\partial \overline{P V_x V_r}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{P V_r^2}}{r \partial r} - \frac{\partial \overline{P V_r V_\theta}}{r \partial \theta} + \frac{\overline{P V_\theta^2}}{r}$$

$$\frac{\partial \overline{P V_x V_\theta}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{P V_r V_\theta}}{r \partial r} + \frac{\partial (\overline{P} + \overline{P V_\theta^2})}{r \partial \theta} = \mu \left(\nabla^2 \nabla_\theta^2 - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \nabla_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta}{r^2} \right)$$

$$+ \frac{1}{3} \mu \frac{\partial (\nabla \cdot \vec{V})}{\partial \theta} - \frac{\partial \overline{P V_x V_\theta}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{P V_r V_\theta}}{r \partial r} - \frac{\partial \overline{P V_\theta^2}}{r \partial \theta}$$

$$\frac{\partial \overline{P V_x H}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{P V_r H}}{r \partial r} + \frac{\partial \overline{P V_\theta H}}{r \partial \theta} = \frac{\partial \bar{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{q}_r}{r \partial r} + \frac{\partial \bar{q}_\theta}{r \partial \theta} - \frac{\partial \overline{P V_x H}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{P V_r H}}{r \partial r} - \frac{\partial \overline{P V_\theta H}}{r \partial \theta}$$

$\mu = \mu_l + \mu_t$, μ_l 为分子粘性, μ_t 为湍流粘性。此处是在采用涡粘模型的雷诺平均 N-S 方程基础上推导, 并且此处模型方程暂时忽略了粘性项所产生的时均相关项。

2 时均效应 N-S 方程封闭问题及途径

时均效应方程不同于雷诺平均 N-S 方程的根本在于多出了非定常分量的相关项, 这些相关项, 在动量方程中的定义为时均应力, 在能量方程中的则定义为时均能源。时均应力和时均能源的引入使得定常求解中考虑了流动非定常性的零阶影响, 是理论上的进步。但是, 随之而来的是时均效应 N-S 方程的封闭问题, 一般它受叶片形状、数目、轴向间距、流动状况的严重影响, 因而方程封闭任务尤为艰巨。

分析表明, 多排轴流叶轮机内流动非定常性影响主要表现为无粘作用; 多排轴流叶轮机内流动非定常性主要产生于相对运动的相邻叶排流动在各自坐标系下的周向流动不均匀性。据此可以认为, 叶排流动的时均非定常性是相邻叶排流动的周向分布不均匀产生的, 而叶排流动中不随坐标系改变其非定常性的部分影响则予以忽略。本文沿用了 Adamczyk^[6] 模型的思想, 即对速度、总焓等量进行如下分解:

$$\vec{f}^1(x, r, \theta, t) = \vec{f}^1(x, r, \theta) + [\vec{f}^2(x, r, \theta - \Omega) - \vec{f}_{Ax}^2(x, r)] + \vec{f}^3(x, r, \theta, t)$$

其中, $\vec{f}^1$ 和 $\vec{f}^1$ 分别表示所考虑叶排坐标系中空间位置处的时间精确速度或总焓、时均速度或总焓; $\vec{f}^2$ 和 $\vec{f}_{Ax}$ 分别表示所考虑叶排空间位置处在相邻叶排坐标系内的时均速度或总焓、周向平均速度或总焓; $\vec{f}^3$ 表示在所考虑叶排坐标系和相邻叶排坐标系内均为非定常的瞬时速度和总焓分量。

根据以上分解, 在所考虑叶排坐标系内, 速度和总焓的非定常分量可表示为:

$$\vec{f}' = [\vec{f}^2(x, r, \theta - \Omega) - \vec{f}_{Ax}^2(x, r)] + \vec{f}^3(x, r, \theta, t)$$

以下定义:

$$\vec{f}^2 = \vec{f}^2(x, r, \theta - \Omega) - \vec{f}_{Ax}^2(x, r)$$

则非定常分量又可表为: $\vec{f}' = \vec{f}^2 + \vec{f}^3$, 将此式代入时均效应方程, 则会出现 $\overline{P f_i^2 f_j^2}$, $\overline{P f_i^2 f_j^3}$, $\overline{P f_i^3 f_j^3}$ 等二阶相关项, 对于 $\vec{f}^3$, 目前仍沿用 Adamczyk 的认识, 即认为: 对于无粘近无旋流, $\vec{f}^3$ 分

量将比 $\bar{f}^1$ 小或者相当, 因而忽略了 $\bar{f}^s$ 的影响, 这一点从非定常性产生原因来看也是合理的。至此, 时均效应方程的封闭模型得以粗略、有效地建立。但在动叶叶尖区、静叶叶根区, 由于泄落涡的影响, $\bar{f}^s$ 则可能较大, 因而在今后的工作中应对 $\bar{f}^s$ 及粘性影响予以考虑。

3 多排模拟界面参数传递方式

由于叶排间相对运动, 多排轴流叶轮机流动的数值模拟必然以界面将不同排计算域划分开来, 这样便存在着如何传递界面两端参数、如何使界面两端信息熵差最小的问题。

目前流行的界面参数传递方式主要为混合界面方法。混合界面方法因界面引入掺混机制而产生了数值损失, 主要表现在总压估值偏低。一般, 周向不均匀度越大, 这种数值损失也越大。最近, Rhie^[7]等人提出了连续界面方法。连续界面法实质是将界面两端参数沿用时均效应 $N-S$ 方程意义下的质量、动量、能量连续关系相互传递, 体现为质量、动量、能量连续关系中考虑了非定常相关项影响, 弥补了界面参数传递的大部分掺混损失, 使得多排计算能够获得至少零阶的近似。

通常连续界面方法中通量的选择是可根据需要进行的。本文在阶段工作^[8]中, 本着使界面参数传递损失最小的原则提出了熵通量守恒界面方法。当然, 熵通量守恒条件的满足可能会使轴向动量连续产生些许差异, 但是熵通量守恒关系会使界面参数信息传递的熵增最小, 应该能给出更为合理的结果, 继续的数值工作将最终评估该方法的优劣。

小结 提出了描述多排轴流叶轮机等效应定常流动模型方程—时均效应 $N-S$ 方程, 引入了时均应力、时均能源概念表述非定常性的时均影响。作为这一模型的应用之一, 在界面处理方法上, 指出了混合界面法的不足之处, 并根据界面参数传递原则提出了熵通量守恒界面方法。

参 考 文 献

- 1 Giles M B. Stator/Rotor Interaction in a Transonic Turbine. AIAA J. of Propulsion and Power, 1990, 6(5)
- 2 M. M. Rai. Unsteady Three-Dimensional Simulations of Turbine Rotor-Stator Interactions. AIAA paper 87-2058
- 3 Rao K V, Delaney R A. Investigation of Unsteady Flow Through Transonic Turbine Stage. Part I: Analysis, AIAA-90-2408
- 4 Denton J D. The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines. ASME 90-GT-19
- 5 Dawes W W. Towards Improved Through-Flow Capability: the Use of 3D Viscous Flow Solver in a Multistage Environment. ASME 90-GT-18
- 6 Adamczyk J J. Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery. NASA-TM-86869, 1984
- 7 Rhie C M, et al. Development and Application of a Multistage Navier-Stokes Solvers, Part I: Multistage Modelling Using Bodyforces and Deterministic stresses. The 40th ASME Gas Turbine Conference, 1995
- 8 季路成. 叶轮机内复杂流动数值模拟初步: [学位论文]. 北京航空航天大学, 1995

(责任编辑 魏星禄)

interface coherent layer enhances the combination strength between TBC and substrate significantly, increases the thermal burst resistance, improves the surface smoothness. The operating temperature of the blades with TBC is enhanced up to 200°C– 300°C higher than that of the blades without TBC. The thermal barrier coating not only can be applied to turbine blade, but also has a significant effect on the surface protection of the combustor and jet exhaust nozzle of aeroengine.

Key Words Aircraft engines Heat insulation layer Mechanical properties

TECHNICAL NOTES

A MODEL EQUATION FOR SIMULATING FLOW- FIELD IN MULTIROW AXIAL TURBOMACHINES

Ji Lucheng, Guo Enmin, Meng Qinguo, Zhou Sheng

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT In order to simulate the flow- field in multirow turbomachines, a model equation, named Time- averaged Effect Navier- Stokes equation, (hereafter referred to as TENS equation) has been firstly deduced. This TENS equation was obtained from ensemble average and time average processes in succession. As distinguished from Renolds- averaged N- S equation, the TENS equation has time- averaged stresses and time- averaged energy source terms to consider the zero order unsteady effect. As a result, it gives a better engineering method to transmit parameters across the interface of neighbour blade rows.

Key Words Turbomachines Flow field simulation Multistages

A NUMERICAL METHOD FOR PREDICTING TURBINE PROFILE LOSS

Yu Qing

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

Yang Hong

(2th Dept. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT A new numerical method for predicting the profile loss of turbine blades in subsonic and supersonic flows is presented. The profile loss consists of two parts: friction loss in the boundary layer on pressure and suction surfaces and mixing loss due to the interaction between wake and mainstream. A time- marching finite- volume Euler solver is used for mainstream calculation while a finite- difference computation for the boundary layer. A local C- grad correction is used in mainstream calculation and a full implicit difference scheme is applied to the boundary layer calculation. On the basis of mass, momentum and energy conservation laws, the mixing loss is obtained between cascade exit and the far uniform downstream and compared with several experimental data. It is shown that this numerical method can make quite precise prediction of turbine blade profile loss.

Key Words Profile losses Numerical simulation Turbines cascade flow