

二次空气系统盘腔一维非定常计算方法

吴 宏, 李 澎, 黄丹萍, 陶 智

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 通过对盘腔结构的一维算法展开研究, 提出适用于具有非标准结构、包含多个进出口的复杂盘腔的一维建模规则, 并采用特征线法, 实现盘腔结构的一维非定常流动与换热的计算, 通过将广义的变截面、有摩擦、考虑对外热交换的盘腔一维可压缩非定常流动与换热的偏微分方程组转换为常微分方程组, 进而获得盘腔内部沿流动方向压力、流量、温度等系统参数的特征线数值解, 采用商业计算流体软件 CFX 对其进行验证. 结果表明: 所提出的盘腔建模与计算规则能够直观且准确地描述盘腔一维非定常流动及换热特征, 仿真结果与 CFX 计算结果最大偏差约为 9.4%, 可应用于具有非标准结构的多接口复杂盘腔的模拟, 可以作为二次空气系统盘腔结构一维非定常计算研究的有效手段.

关 键 词: 盘腔; 特征线法; 一维非定常; 偏微分方程组; 二次空气系统

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

One-dimensional unsteady simulation method of cavity in secondary air system

WU Hong, LI Peng, HUANG Dan-ping, TAO Zhi

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The main purpose is to investigate one-dimensional calculation method of cavities. The general one-dimensional modeling rule was put forward for complex cavities with nonstandard structure and multi-connections. The method of characteristics was adopted, and the one-dimensional unsteady flow and heat transfer of cavity structure was simulated. One-dimensional compressible partial differential equations of cavities generally integrating variations of variable cross section, friction and heat transfer were transformed to ordinary differential equations, so characteristic numerical solutions of pressure, flow, temperature and other parameters along the flow direction in cavity were derived. Results were verified by commercial computational fluid dynamics software CFX. Result shows that, the method adopted for one-dimensional unsteady flow and heat transfer simulation of cavity is visual and accurate, so it's capable of simulating complex cavity with multi-connections. The results of the method are about 9.4% away from that of the CFX model. Thus, it can be a useful way of one-dimensional unsteady research on cavity in secondary air system.

Key words: cavity; method of characteristics; one-dimensional unsteady;
partial differential equations; secondary air system

收稿日期: 2013-08-06

基金项目: 国家自然科学基金(51176004)

作者简介: 吴宏(1971—), 男, 福建浦城人, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机热端部件冷却研究.

符号表

r	径向位置(m)	c_p	比定压热容(J/(kg·K))
S	转盘与静盘之间距离(m)	$\dot{q}$	单位质量换热量(W/kg)
R_a	绝对表面粗糙度(mm)	γ	比热比
A	过流面积(m ²)	λ_t	湍流系数
$\dot{m}$	流量(kg/s)	Pr	普朗特数
F_f	微元体所受摩擦力(N)	G	流动方向上单位质量合力(m/s ²)
F_c	微元体所受离心力(N)	a	当地声速(m/s)
p^*	总压(Pa)	v	气流流速(m/s)
p	静压(Pa)	h	表面传热系数(W/(m ² ·K))
T^*	总温(K)	Nu	努塞尔数
T	静温(K)	t	仿真时间(s)
R	微元体旋转半径(mm)	β	旋流系数
μ	动力黏度(Pa·S)	C_w	流量系数
Re	雷诺数	C_M	切向力矩系数
ρ	密度(kg/m ³)	C_f	切向力系数
ω	气流角速度(rad/s)	M	切向力矩(N·m)
f	摩擦因数	C_{q_r}	流率系数
b	盘腔径向长度(m)	Ω	转盘转速(r/min)

涡轮盘作为航空发动机的重要承力部件,由于径向温度梯度大,热应力过于集中,往往处于十分恶劣的工作环境中.二次空气系统的一大主要作用就是通过将冷气射入涡轮盘之间的腔体中,冷却涡轮盘之后,将热量带出盘腔.尤其是作为二次空气系统中容积最大的结构,盘腔内热量及质量的蓄存和耗散效应也是不容忽视的,因此对盘腔建立一维非定常计算方程并进行求解对于整个二次空气系统的非定常分析而言都是非常重要的.一直以来,科研工作者们都通过大量的实验和数值仿真手段获取一些具有典型结构的转静系或者旋转系的流动及换热特征以及相应的经验关联式并不断完善.王念文^[1]研究了涡轮盘腔内二次空气对主流流动与换热的影响,同时研究了冷气流量对燃气入侵的影响,并得出了冷气流量系数低于自由盘流量系数时会发生燃气入侵的结论.杨成凤等^[2]使用 RNG (renormalization group) $k-\epsilon$ 湍流模型对静盘外缘预旋进气、转盘外缘轴向出气的转静盘腔内流动和换热进行了数值研究,并与垂直进气方式进行了对比.李文等^[3]则对带有预旋的转静系的计算结果与实验结果进行了对比研究,重点考察了周向雷诺数、入口喷嘴预旋比以及湍流参数对轮盘中心处预旋比、阻力系数的影响.谭勤学等^[4]采用三维 N-S 非定常计算方法对旋转盘腔的流动与换热进行了数值研究,通过阐述浮升力的概念,发现使用真实变密度进行计

算时,重力浮升力和离心浮升力会自动包括在动量方程中,而重力的影响大小与整体流态转速相对坐标系转速密切相关.林立等^[5]采用气热耦合的方法对小流量下转静系的换热特征进行了研究,通过引入临界流量的概念来考察盘面表面传热系数随冷气流量的变化规律. Poncet 等^[6]研究了湍流度对转静系结构内流动边界层的影响,并预测了从 Batchelor 流动到 Stewartson 流动转换的必要条件. Owen^[7]通过实验研究了转静系内层流及湍流流动状态下的流量系数及扭矩系数的分布情况,并提出近似计算的一维经验关联式,将其与实验数值进行对比,结果具有较高的吻合度. Soghe 等^[8]通过大量的 CFD 仿真计算,提出了全新的转静系摩擦因数经验关联式,将其与 Haaser 等^[9]提出的经验关联式相对比,发现新的经验关联式能够更加准确地描述盘腔的扭矩特征,计算结果与 CFD 计算吻合度更高. Antonio 等^[10]通过 CFD 计算考察了冷气供应孔的几何结构对盘腔流动和换热的影响,并提出了具体的改进意见. Farthing 等^[11]通过实验研究了轴向进气的盘腔结构的流动与换热特征,并且量化了换热量对流动的影响.以上提到的这些文献所提出的盘腔力矩以及换热特征的结论均是基于具有典型几何结构特征的盘腔得到的,虽然具有一定的指导意义,但并不具有通用性.本文提出适用于具有非标准结构、包含多个进出口的复杂盘腔的一维建模规

则,并采用特征线法,实现盘腔结构的一维非定常流动与换热的计算,通过将广义的变截面、有摩擦、考虑对外热交换的盘腔可压缩非定常流动与换热的偏微分方程组转换为常微分方程组,并在时间轴和流动方向上对常微分方程组进行离散,进而获得盘腔内部沿流动方向压力、流量、温度等系统参数的特征线数值解.将其定常结果与实验数值进行对比,非定常结果采用商业软件 CFX 进行验证,结果表明:该模型的定常计算结果与实验数值最大误差不超过 8.6%,非定常结果与 CFX 验证结果最大误差不超过 9.4%,因此可用于包含众多部件的二次空气系统一维非定常计算研究.

1 复杂盘腔的一维建模规则

对于二次空气系统中盘腔的计算,除了要考察定常的流动特征之外,还应该考察其非定常特征.而且由于盘腔的计算也涉及可压缩、换热、旋转以及非定常特征等多种因素的影响,因此需要从微观的角度来考察其受力及换热机理.

由于目前国际上公开发表的盘腔一维经验关联式能较准确地预测具有标准几何结构特征的盘腔的力矩特征,因此本文也将借鉴国外的一些研究成果来展开盘腔一维非定常计算模型的开发.

在一维非定常计算中,盘腔作为非标准结构,是无法用基本的几何语言进行准确描述的,因此,适当的简化是必要的,本文提出的建模规则基于以下假设:

- 1) 指定一维流动方向(如包含切向分速度的径向出流).
- 2) 所有的盘腔求解单元均包含最多两个接口.
- 3) 对于多接口盘腔,应在侧端连接位置进行垂直于流动方向的切分,将原多接口盘腔切分成若干串联或者并联的二接口盘腔.
- 4) 总压相等的不同的接口可以合并为一个接口.
- 5) 采用特征线法对每个二接口单元建立特征线方程组并进行求解,则沿流动方向的每个微元段都简化为以盘腔转轴为中心的圆环体.

以图 1 所示的盘腔结构为例进行说明,该盘腔是一典型的转静系结构,在靠近底部的位置,经过封严篦齿减压限流的气流进入盘腔,冷却涡轮盘之后,一部分气流经过转盘上的旋转孔口流出;另外一部分气流经盘缘间隙流出.

首先,假设气流的流动是一维的,那么沿流动

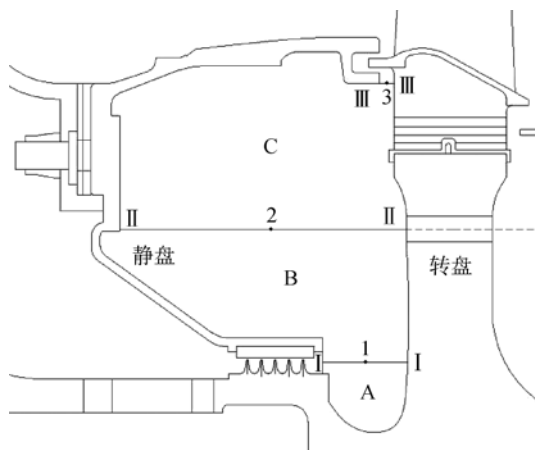


图 1 多接口盘腔的切分

Fig. 1 Incision of cavity with multi-connections

方向(径向出流),可以将盘腔切分成若干个子单元,每一个子单元最多只有一个入口以及一个出口,如图 1 所示.将该转静系沿流动方向通过与流动方向垂直的平面 I-I, II-II, III-III 切分成 3 个子单元 A, B, C, 3 个子单元之间分别通过节点 1 与节点 2 进行连接,那么对于子单元 A,它的入口即是节点 1 所在的面 I-I,假设面 I-I 的平均压力为节点 1 的总压,出口被封死,流量始终为零;对于子单元 B,它的入口是节点 1 所在的面 I-I,入口总压由节点 1 决定,出口是节点 2 所在的面 II-II,出口总压由节点 2 决定;同理,对于子单元 C,它的入口是节点 2 所在的面 II-II,入口总压由节点 2 决定,出口是节点 3 所在的面 III-III,出口总压由节点 3 决定.

其次,针对 3 个子单元分别建立各自的求解方程组,由于节点 1 所在的面 I-I 既是子单元 A 的入口,也是子单元 B 的入口,因此需要联立子单元 A 和子单元 B 在节点 1 处的左特征线方程,来获取节点 1 处的总压以及分别进入到子单元 A 与子单元 B 的流量;同理,节点 2 所在的面 II-II 既是子单元 B 的出口,也是子单元 C 的入口,因此需要联立子单元 B 在节点 2 处的右特征线方程以及子单元 C 在节点 2 处的左特征线方程,来获取节点 2 处的总压以及流出子单元 B 和流入子单元 C 的流量,而对于节点 3,只需要求解子单元 C 在节点 3 处的右特征线方程即可获取节点 3 处的总压以及流出子单元 C 的流量.

图 2 所示即为根据本文对多接口盘腔提出的假设制定的模拟方案.其中子单元 B 和子单元 C 均以中心进气的转静系结构进行计算,而子单元 A 则可近似作为考虑容积的局部损失元件来

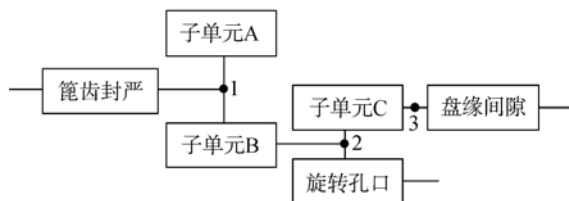


图2 多接口盘腔的模拟方案

Fig. 2 Simulating scheme of cavity with multi-connections

模拟。

由于节点1与节点2同时还连接了其他外部元件,如节点1同时连接了篦齿封严的出口,节点2同时连接了旋转孔口的入口,这就使得上述节点处的特征线方程组中包含有节点总压、流入及流出相邻子单元流量共3个未知参数,因此还需要联立节点处的连续方程,以保证方程组的封闭性。

2 特征线方程组

2.1 基本方程组

广义的变截面、有摩擦和对外热交换的一维可压缩非定常流动及换热的偏微分方程组如下^[12]:

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho v}{A} \cdot \frac{dA}{dx} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \partial x} + G = 0 \quad (2)$$

能量方程

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\gamma p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (\gamma - 1) \rho (\dot{q} + vG) = 0 \quad (3)$$

理想气体状态方程

$$\frac{dp}{p} - \frac{d\rho}{\rho} - \frac{dT}{T} = 0 \quad (4)$$

其中 x 代指流动方向,并不是代表具体的轴向、径向或者切向; G 表示沿流动方向单位质量流体所受的黏性剪切力、离心力等非压差产生的外力合力,规定与流动方向相同的力为负值(二次空气系统中大部分旋转元件都应考虑旋转与摩擦的综合效应),与流动方向相反的力为正值。

2.2 特征线方程组转换

将 $a^2 = \gamma p / \rho$ 的关系式代入能量方程中,并将

此方程组进行如下整理:

[能量方程] + $a^2 \times$ [连续方程] + $a\rho \times$ [动量方程]

[能量方程] + $a^2 \times$ [连续方程] - $a\rho \times$ [动量方程]

与能量方程联立,可得

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (v+a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + a\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + (v+a) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad (5)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (v-a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + (v-a) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0 \quad (6)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] + \Delta_1 = 0 \quad (7)$$

方程组中

$$\Delta_1 = -(\gamma - 1) \rho (\dot{q} + v|G|) \quad (8)$$

反映的是流动过程中总热交换量(包括对外传热、摩擦或做功产热)的影响

$$\Delta_2 = \frac{a^2 \rho v}{\alpha} \cdot \frac{dA}{dx} \quad (9)$$

反映缓慢变化的管截面的影响, A 为过流面积,对于旋转通道此项为零。

$$\Delta_3 = a\rho G \quad (10)$$

反映壁面黏性剪切力的影响。

根据二元函数全微分式 $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{dx}{dt}$,如果满足以下条件

$$\begin{aligned} \left(\frac{dx}{dt} \right)_+ &= v + a \\ \left(\frac{dx}{dt} \right)_- &= v - a \\ \left(\frac{dx}{dt} \right)_0 &= v \end{aligned} \quad (11)$$

则偏微分方程组可转换为常微分方程组

$$C_+: \left(\frac{dx}{dt} \right)_+ = v + a$$

$$\frac{dp}{dt} + a\rho \frac{dv}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad (12)$$

$$C_-: \left(\frac{dx}{dt} \right)_- = v - a$$

$$\frac{dp}{dt} - a\rho \frac{dv}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0 \quad (13)$$

$$C_0: \left(\frac{dx}{dt} \right)_0 = v$$

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} + \Delta_1 = 0 \quad (14)$$

其中 C_+ , C_- 及 C_0 分别代表右特征线、左特征线

及中间特征线. 对于盘腔的特征线方程组的求解, 描述其沿流动方向力特征分布的 G 以及换热特征 $\dot{q}$ 是需要作为方程组的求解条件给定的, 如果是进行定常求解, 那么可以针对某特定盘腔进行实验或者 CFX 仿真获取其值; 如果是进行非定常求解, 则需要基于大量的实验或者 CFX 仿真数据拟合的经验关联式进行描述. 文献[13]介绍了转静系与旋转系内的换热与流动, 并总结了不同情况下力矩系数及努塞尔数的经验关联式, 可用于盘腔的一维评估计算.

文献[14]中详细探讨了适用于高马赫数下特征线方程组的求解方式及时间步长的选取, 同样适用于盘腔的一维非定常求解.

本文以有外部供气时的转静系为例进行说明.

3 盘腔的流动与换热

3.1 转静系内的流动

在一维的模拟中, 盘腔内的流动被假定了流动方向, 但对于实际的转静系结构, 尤其是在高速旋转的情况下, 转静系内的流动是非常复杂的, 流动除了径向出流、周向流动之外, 还包含内部的涡流, 而且随着径向半径的增大, 任何流动截面都呈现出不同的流动状态, 但是对于大多数实际情况, 转静系内的流动都可以分为 Stewartson 流动以及 Batchelor 流动. Stewartson 流动发生在靠近盘腔入口处的区域, 当气流从盘腔底部进入到盘腔之后, 迅速向转盘边界层一侧聚集, 直到以 Batchelor 流动为特征的中心区域形成. 在中心区域内, 由于切向转速更高, 转盘边界层内的气流会不断地径向“泵出”, 与此同时, 静盘边界层内的气流会不断地径向回流以保证质量的守恒. 因此, 在 Stewartson 流动向 Batchelor 流动转换的位置附近, 靠近静盘边界层的气流会源源不断地汇入转盘边界层.

图 3 所示即为典型的转静系流动, 基于“指定一维流动方向”的假设, 研究人员进行过大量的实验^[15-17]来获取描述盘腔内沿流动方向力矩特征的经验关联式. 由于这些经验关联式多是基于真实的物理实验, 因此已经综合考虑了换热、壁面摩擦等对盘腔流动的影响. 目前对盘腔的主流研究方法是通过计算盘腔内旋流系数的计算, 将旋流系数的影响拟合到经验关联式中, 进而对盘腔的流动状况进行预测. 沿流动方向任何位置的旋流系数的计算可通过经验关联式(15)获取^[7].

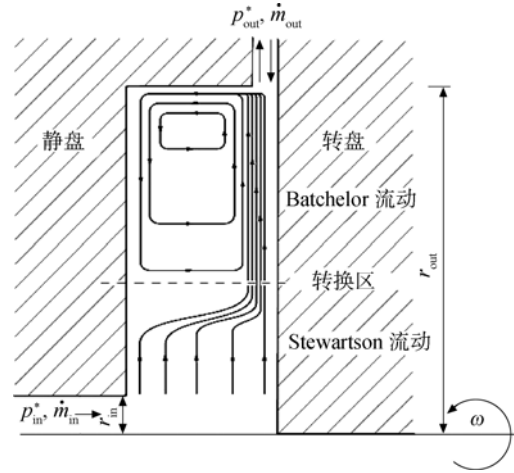


图 3 典型的转静系流动

Fig. 3 Typical flow in a rotor-stator system

$$\beta = \frac{1}{2} \{ 3 - 2\lambda_t / (\pi x^2) - [5 - 4\lambda_t / (\pi x^2)]^{1/2} \} \quad (15)$$

其中 $x = r_{in}/b$, r_{in} 为盘腔入口半径, 是量纲径向长度; $\lambda_t = C_w Re_\phi^{-1/2}$ 为湍流系数, 其中 Re_ϕ 为旋转雷诺数. 或者也可通过角动量方程^[18]计算得到切向流速, 进而得到旋流系数 β .

$$\dot{m} \cdot r \cdot v_\phi - \dot{m}_{in} \cdot r_{in} \cdot v_{\phi, in} = \sum M \quad (16)$$

其中 $\dot{m}_{in}$ 为盘腔入口流量; M 为从 r_{in} 到 r 盘腔壁面的切向力矩.

$$M = \frac{C_M \rho \Omega^2 (r^5 - r_{in}^5)}{2} \quad (17)$$

其中 C_M 为无量纲的切向力矩系数, 因此求解盘腔的切向力矩特征的关键在于 C_M 的获取. 对于靠近入口一侧的 Stewartson 流动, C_M 趋近于自由盘的力矩系数, 基于实验的经验关联式如式(18)所示^[13]

$$C_M = \left\{ \left[0.0553 \left(\frac{C_w r}{S} \right)^{0.8} Re_\phi^{-1} \right]^6 + \left[0.0655 Re_\phi^{-0.186} \left(1 + 0.22 \left(\frac{r}{r_{in}} \right)^2 \frac{C_w}{Re_\phi} \right) \right]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (18)$$

而对于核心区域的 Batchelor 流动, Soghe 等^[8]考虑了旋流系数 β 的影响, 并提出全新的切向力系数 C_t 的经验关联式, 经 CFX 验证, 误差控制在 15% 以内.

$$C_{t,s} = 0.0425 Re_\phi^{-0.2} \beta^{-0.627} \quad (19)$$

$$C_{t,r} = 0.085 Re_\phi^{-0.2} (1 - \beta)^{-0.7} \quad (20)$$

由静盘与转盘的切向力系数分别求得相应的切向力矩.

$$M_s = - \frac{\rho \pi C_{t,s} \omega^2 (r^5 - r_{in}^5)}{2} \quad (21)$$

$$M_r = \frac{\rho \pi C_{i,r} (\Omega - \omega)^2 (r^5 - r_{in}^5)}{2} \quad (22)$$

Poncet 等^[6]通过大量测试,首次提出了 Batchelor 流动与 Stewartson 流动转换的量化指标,本文将式(24)、式(25)作为判断盘腔内流动类型的依据,并依此选择相应的计算公式来计算切向力矩系数 C_M .

引入流率系数

$$C_{q_r} = \frac{\dot{m} (\Omega r^2 / \nu)^{0.2}}{2 \pi \rho r^3 \Omega} \quad (23)$$

如果是 Stewartson 流动状态,则旋流系数 β 与流率系数 C_{q_r} 应满足

$$\beta = 0.032 + 0.32 \times e^{-C_{q_r}/0.028} \quad (24)$$

如果是 Batchelor 流动状态,则旋流系数 β 与流率系数 C_{q_r} 应满足

$$\beta = 2 \times (-5.9 \times C_{q_r} + 0.63)^{5/7} - 1 \quad (25)$$

由于本文采用的盘腔一维非定常分析方法需要在流动方向对盘腔进行离散切割,将盘腔切割成若干串联的圆环形微元体,那么还需要考察微元体单元的受力特征,本文重点考察切应力、径向摩擦力及离心力,忽略重力、浮升力及哥氏力的影响.

在径向位置为 r ,厚度为 dr 的圆环上转盘的切向力矩应为

$$dM = \frac{C_M \rho \Omega^2 [(r + dr)^5 - r^5]}{2} \quad (26)$$

进而由式(16)可以确定圆环出口气流角速度 ω ,则离心力项为

$$F_c = \rho (2\pi r \cdot S \cdot dr) \omega^2 r \quad (27)$$

由盘腔壁面摩擦造成的切应力由式(28)确定

$$F_f = \left[\frac{\rho f \omega^2}{8} \right] \pi D dx \quad (28)$$

摩擦因数 f 是由流动状态、通道几何特征、壁面表面粗糙度等因素共同决定的,本文采用 Colebrook White 方程进行估算^[19]:

1) 层流状态 ($Re \leq 2000$),摩擦因数仅由雷诺数来决定,如式(29)所示

$$f = \frac{64}{Re} \quad (29)$$

2) 过渡状态 ($2000 < Re < 4000$),由雷诺数分别为 2000 及 4000 时对应的值进行线性插值获取,如式(30)所示

$$f = \left[\frac{Re - 2000}{4000 - 2000} \right] \cdot f_{(Re=4000)} + \left[1 - \frac{Re - 2000}{4000 - 2000} \right] \cdot f_{(Re=2000)} \quad (30)$$

3) 紊流状态 ($Re \geq 4000$),摩擦因数由径向位置 r ,绝对表面粗糙度 R_a 以及雷诺数 Re 共同确

定,如式(31)所示

$$f = \frac{0.25}{\left[\lg \left(\frac{R_a}{3.7r} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (31)$$

综上所述,转静系中径向位置为 r ,厚度为 dr 的圆环气流微团所受的流动方向上单位质量合力 G 由式(32)确定.

$$G = \frac{F_c - F_f}{\rho (2\pi r \cdot S \cdot dr)} \quad (32)$$

式(12)~式(14)中包含的微元项 dx 代指沿流动方向的离散步长,与上式中的 dr 相对应.

3.2 转静系内的换热

能量方程式(3)中的 $\dot{q}$ 代表单位质量换热率,对于转静系,其换热特征由盘腔表面温度、气流与盘腔壁面的表面传热系数共同决定.本文中并未重点考察换热的影响,壁面均按绝热处理.关于换热的计算,文献[13]中有较为详细的介绍.

采用盘面温度 T_w 与转盘绝热壁温 T_{aw} 之差来定义表面传热系数,即

$$h_r^* = \frac{\dot{q}}{T_w - T_{aw}} \quad (33)$$

其中

$$T_{aw} = T_0 + \kappa \frac{\omega^2 r^2}{2c_p} \quad (34)$$

κ 为温度恢复系数,湍流时 $\kappa = Pr^{1/3}$.

假设盘腔内温度沿径向为抛物线分布的情况,当旋转雷诺数 Re_ϕ 比较小,或流量系数比较大时,盘面平均努塞尔数 Nu_{av}^* 与旋转雷诺数基本无关,在 $C_w/(GRe_\phi) > 10$ 时,可用下式计算 Nu_{av}^* :

$$Nu_{av}^* = 0.0145 (C_w/G)^{0.8} \quad (35)$$

当超出上述范围后, Nu_{av}^* 随旋转雷诺数的增加而增加,这时流量系数的影响变得比较小,在大旋转雷诺数时,各种流量系数下的 Nu_{av}^* 都比较接近,均趋近于自由盘的努塞尔数,通过如下关系式进行求解:

$$Nu_{av}^* = 0.0171 Re_\phi^{0.814} \left[1 + 0.22 \left(\frac{r_0}{r_{in}} \right)^2 \frac{C_w}{Re_\phi} \right] \quad (36)$$

式中 r_0 为自由盘外缘半径.

在中等旋转雷诺数时,盘面平均努塞尔数按下式计算:

$$Nu_{av}^* = \left\{ \left[0.0145 \left(\frac{C_w}{G} \right)^{0.8} \right]^6 + \left[0.0171 Re_\phi^{0.814} \left(1 + 0.22 \left(\frac{r_0}{r_{in}} \right)^2 \frac{C_w}{Re_\phi} \right) \right]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (37)$$

4 验证计算

针对图 1 所示的结构分别采用本文开发的一维计算程序以及 CFX 软件进行计算,并对比验证.在进行非定常特征验证之前,首先对该盘腔结构的定常工况进行验证,以证明本文所提出的假设和简化的可行性以及盘腔力矩经验关联式的准确性.盘腔入口旋转半径 $R_1=0.254\text{ m}$,盘缘出口旋转半径 $R_2=0.504\text{ m}$,入口总压 $p_1^*=550\sim 640\text{ kPa}$,入口总温 $T_1^*=353\text{ K}$,入口旋流系数 $\beta_1=0.15$,盘缘出口静压 $p_2=620\text{ kPa}$,旋转孔出口静压 $p_3=550\text{ kPa}$,转盘转速 $\Omega=5000\text{ r/min}$,流体工质采用理想干空气.对于盘腔的 3 个子单元,转盘与静盘之间的距离 S 定义为径向距离 r 的函数关系式,盘腔壁面绝热.

此外,对于非定常计算工况,通过定义压气机在 10 s 的升压过程中,入口总压 p_1^* 随时间变化的曲线来进行模拟,曲线方程如式(38)所示.

$$p_1^* = 5.5 \times 10^5 + 0.09 \times t \quad (38)$$

入口总温恒定为 353 K ,假设盘腔壁面绝热.

盘腔 CFX 模型如图 4 所示,通过计算相应工况下盘腔的流动特征进而考察本文所提出的一维计算方法的可行性与准确性.

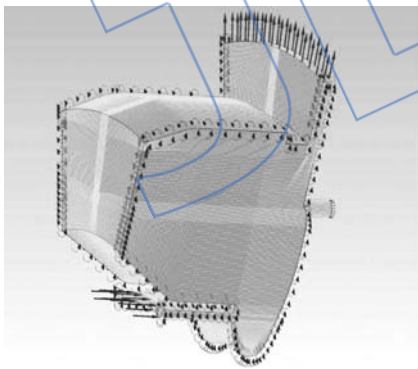


图 4 盘腔 CFX 模型

Fig. 4 CFX model of cavity

5 结果分析

5.1 定常分析

当转盘在 $\omega=5000\text{ r/min}$ 的旋转状态下,通过计算在不同的入口总压下盘腔的定常流通特征,并将本文所提出的一维模型与 CFX 计算结果进行验证对比,验证内容包括流量系数、旋流系数等,如图 5 及图 6 所示.

图 5、图 6 中的 p_{ref} , r_{ref} 分别代表无量纲的入

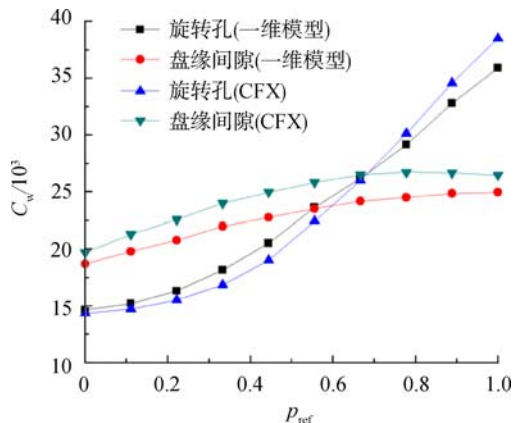


图 5 不同转盘入口总压下流量系数

Fig. 5 Flow coefficient of rotating cavity under different inlet total pressures

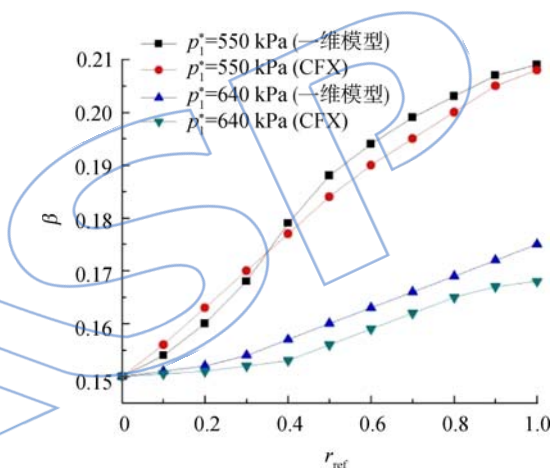


图 6 不同转盘入口总压下旋流系数径向分布

Fig. 6 Radial distribution of swirl ratio of rotating cavity under different inlet total pressures

口总压及径向距离.

$$p_{\text{ref}} = (p_1^* - p_{1,\text{min}}^*) / (p_{1,\text{max}}^* - p_{1,\text{min}}^*) \quad (39)$$

$$r_{\text{ref}} = (r - r_1) / (r_2 - r_1) \quad (40)$$

其中 $p_{1,\text{min}}^*=550\text{ kPa}$, $p_{1,\text{max}}^*=640\text{ kPa}$, $r_1=0.247\text{ m}$,为图 1 所示子单元 A 的最低点径向位置, $r_2=0.502\text{ m}$,为图 1 所示子单元 C 出口处的径向位置.由此可见,在出口总压不变的情况下,随着入口总压的提高,盘腔的流量也逐渐增加,这是由于旋转所造成的泵出效应随着入口总压的增加而逐渐增强,进而使得盘腔的流通能力增强.旋流系数沿径向方向也呈单调增加的趋势,当入口总压不断提高时,被泵出的气流不断增加,而由于转盘的转速未变,因此在等效的做功能力条件下,旋流系数沿径向增加得较少,从图 6 中可以看出,无论是本文所创建的一维模型,还是 CFX 计算模型,都呈现出上述规律,其中 CFX 计算模型中的旋流系

数取静盘与转盘表面旋流系数的平均值. 本文所创建的盘腔一维模型流量计算结果与 CFX 验证结果最大偏差约为 8.6%, 吻合度较好.

5.2 非定常分析

在式(38)所示的升压边界条件下, 随着入口总压的不断升高, 旋转孔及盘缘间隙的出口流量也不断增加, 由于气体的可压缩性, 非定常过程中盘腔内的质量与能量的集聚与耗散效应又使得其流动与换热呈现出与离散的定常工况不完全相符的特征. 在 10 s 的时间内, 一维模型计算结果与 CFX 计算结果的对比如图 7 和图 8 所示.

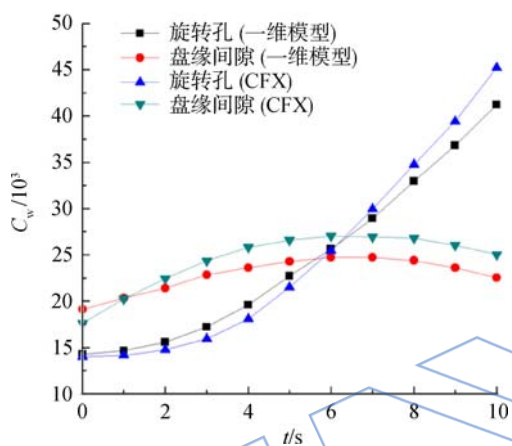


图 7 盘腔流量系数非定常结果

Fig. 7 Unsteady flow coefficient result of cavity

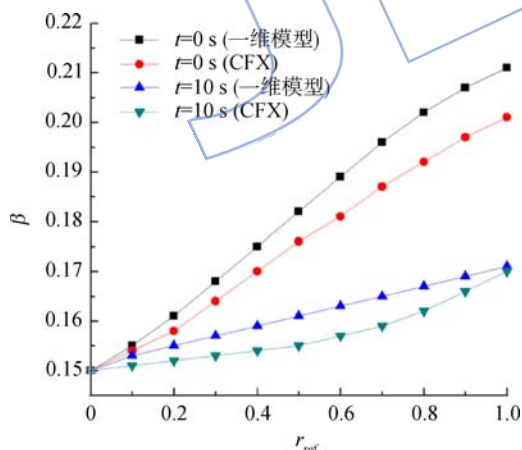


图 8 起始和终止时刻下旋流系数径向分布

Fig. 8 Radial distribution of swirl ratio at beginning and end of simulation

从图 7 可以看出: 虽然在非定常过程中盘腔出口流量呈现出与图 5 中所示的类似规律, 但由于盘腔的容积效应, 在特定时刻下, 盘腔入口和出口的质量并不是守恒的, 因此, 即使在相同的总压边界下, 非定常结果却与定常结果有所偏离, 在

10 s 时, 旋转孔的流量系数要大于定常对应工况, 而盘缘间隙处的流量系数则小于定常对应工况. 相应地, 盘腔内沿径向的旋流系数分布也由于非定常效应而发生变化, 如图 8 与图 6 的对比所示.

图 9 所示为定常工况及非定常工况下, 由一维模型计算得到的盘腔内从 Batchelor 流动转换为 Stewartson 流动的位置预测, 从中可见, 无论是定常还是非定常, 随着盘腔入口总压的升高, 核心流的范围都会渐渐缩小, 只是由于非定常过程中, 盘腔内的气流质量会逐渐增大, 因此核心流范围减小的速率没有相应的定常工况高.

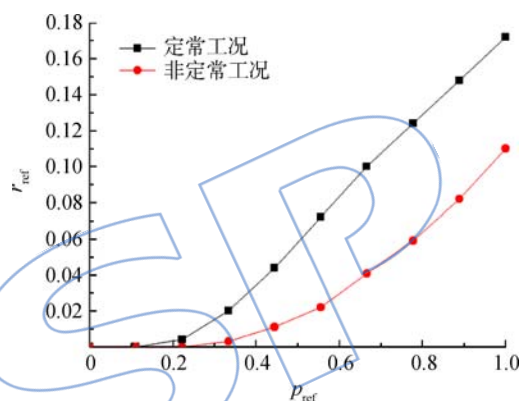


图 9 不同转盘入口总压下流态转换位置预测

Fig. 9 Prediction of position for flow conditions transfer of rotating cavity under different inlet total pressures

在非定常计算过程中, 由本文所创建的盘腔一维模型流量计算结果与 CFX 验证结果最大偏差约为 9.4%, 吻合度较好. 可见基于本文提出的方法进行开发的计算模型不仅能够准确地描述复杂盘腔的定常特征, 还可以较为准确地描述其非定常特征.

6 结 论

本文提出了具有非标准结构的多接口盘腔的一维建模规则, 并采用特征线法将转静系结构的具有通用格式的偏微分方程组转化为常微分方程组, 然后将特征线方程沿时间轴和流动方向进行离散, 对离散后的非线性方程组进行求解, 进而可以得到不同时刻下管道内热物理参数沿流动方向的分布情况. 盘腔内流体微团所受的流动方向切应力、离心力、摩擦力是重点考察的内容, 忽略哥氏力、浮升力以及重力的影响. 模型基于特征线法的基本理论, 采用固定时间步长, 内部节点数实时更新的方式进行计算控制, 并用 FORTRAN 编程

语言进行开发,采用三维流体计算软件 CFX 对其进行验证计算,经验证对比可知:

1) 在相同的定常运行条件下,本文所提出的一维模型的计算结果与 CFX 计算结果最大偏差不超过 8.6%,充分说明该模型采用的简化规则与建模方法完全适用于二次空气系统中盘腔的一维模拟。

2) 本文采用内部节点数在非定常计算过程中自动更新的方法,使得计算严格地以位置特征线方程为约束条件,因此计算结果更加准确可靠。

3) 在相同的非定常压力边界条件下,该模型的计算结果与 CFX 最大偏差不超过 9.4%,说明采用特征线法对盘腔结构进行线性离散求解的方法可以满足盘腔一维非定常计算的要求。

4) 本文所提出的一维建模方法与规则适用于具有非标准结构多接口盘腔,进而可以应用于整个二次空气系统的整体非定常特征研究。

参考文献:

- [1] 王念文. 盘腔流动对涡轮流动换热的影响[J]. 南京工程学院学报:自然科学版,2009,7(2):25-28.
WANG Nianwen. Effects of cavity flow on heat transfer of turbo flow[J]. Journal of Nanjing Institute of Technology: Natural Science Edition,2009,7(2):25-28. (in Chinese)
- [2] 杨成凤,张靖周. 高旋转雷诺数下预旋进气转-静盘腔流动换热特性[J]. 航空动力学报,2006,21(2):326-330.
YANG Chengfeng, ZHANG Jingzhou. Flow and heat transfer in a pre-swirl rotor-stator cavity under high rotational Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2006,21(2):326-330. (in Chinese)
- [3] 李文,张冬阳,何平,等. 涡轮盘腔内部流动和换热机理研究[J]. 热能动力工程,2011,26(4):383-387.
LI Wen, ZHANG Dongyang, HE Ping, et al. Research on flow and heat transfer principal in cavities of gas turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011,26(4):383-387. (in Chinese)
- [4] 谭勤学,任静,蒋洪德. 轴向通流旋转盘腔中流动与换热数值研究[J]. 工程热物理学报,2009,30(7):1129-1131.
TAN Qinxue, REN Jing, JIANG Hongde. Numerical research on flow and heat transfer of axial-flow rotating cavity[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30 (7):1129-1131. (in Chinese)
- [5] 林立,任静,蒋洪德. 小流量下的转静系盘腔传热特征分析[J]. 工程热物理学报,2012,33(7):1122-1126.
LIN Li, REN Jing, JIANG Hongde. Heat transfer characteristic of rotor-stator system with small radial outflow[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012,33(7):1122-1126. (in Chinese)
- [6] Poncet S, Schiestel R, Chauve M. Centrifugal flow in a rotor-stator cavity[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(4):787-794.
- [7] Owen J M. An approximate solution for the flow between a rotating and a stationary disk[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(7):323-332.
- [8] Soghe R D, Facchini B, Innocenti L. Analysis of gas turbine rotating cavities by a one-dimensional model: definition of new disk friction coefficient correlations set[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4):021020. 1-021020. 8.
- [9] Haaser F, Jack J, McGreehan W. Analysis and validation of turbine disc cooling[R]. ASME Paper 87-GT-164, 1987.
- [10] Antonio A, Riccardo D, Bruno F. Turbine stator well CFD studies: effects of coolant supply geometry on cavity sealing performance[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133 (4):021008. 1-021008. 11.
- [11] Farthing P R, Long C A, Owen J M. Rotating cavity with axial throughflow of cooling air: flow structure[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1):237-246.
- [12] 刘峥,张杨军. 内燃机一维非定常流动[M]. 北京:清华大学出版社,2007.
- [13] 陶智,徐国强,丁水汀. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [14] 吴宏,李澎,刘冬冬,等. 旋转通道一维非定常计算模型研究[J]. 航空动力学报,2013,28(8):1681-1688.
WU Hong, LI Peng, LIU Dongdong, et al. Research on one-dimensional unsteady analytical model of rotating passages[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(8):1681-1688. (in Chinese)
- [15] Stewartson K. Research on the flow between two rotating coaxial disks[C] // Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. Cambridge: Cambridge University Press, 1953:333-341.
- [16] Batchelor G K. Note on a class of solution of the Navier-Stokes equations representing steady rotationally-symmetric flow[J]. The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1951, 4(1):29-41.
- [17] Lance G N, Rogers M H. The axially symmetric flow of a viscous fluid between two infinite rotating disks[J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences, 1962, 266(1324):109-121.
- [18] Alexiou A, Mathioudakis K. Secondary air system component modeling for engine performance simulation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131 (5):031202. 1-031202. 9.
- [19] Miller D S. Internal flow systems[M]. 2nd ed. Cranfield: BHR Group Limited, 1996.