

文章编号:1000-8055(2013)08-1681-08

旋转通道一维非定常计算模型

吴 宏, 李 澎, 刘冬冬, 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: 采用特征线法, 对航空发动机二次空气系统的旋转通道结构一维非定常流动及换热的计算模型进行了研究, 通过将广义的定截面、有摩擦、考虑对外热交换的旋转通道可压缩非定常流动偏微分方程组转换为常微分方程组, 考虑旋转离心力, 并采用 Colebrook White 方程定义其阻力特性, 进而获得旋转通道内部沿流动方向压力、质量流量、温度等系统参数的特征线数值解, 采用商业软件 Fluent 对其进行验证. 结果表明: 特征线法利用压力波传播方式对旋转通道进行求解, 能够直观地描述旋转通道一维非定常流动及换热特性, 计算误差不超过 5%, 可以作为二次空气系统旋转通道一维非定常计算研究的有效手段.

关 键 词: 旋转通道; 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 analytical model of rotating passage

WU Hong, LI Peng, LIU Dong-dong, 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 of the research was to investigate one-dimensional flow and heat transfer activity in rotating passage of secondary air system in aero-engines by method of characteristics. Partial differential equations of rotating passage generally integrating invariability of flow area, friction and heat transfer were transformed to ordinary differential equations, considering the influence of the centrifugal force by rotation; and the Colebrook White equation was used to predict its loss performance, so one-dimensional characteristic numerical solutions of pressure, flow, temperature and other parameters in rotating passage were derived. Results were verified by commercial software Fluent, showing that the method of characteristics is visual by utilizing pressure wave to describe the flow in rotating passage, with the error not exceeding 5%. Thus, it is an efficient way of one-dimensional unsteady research on rotating passage in secondary air system.

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

符号表

L	通道长度(mm)	ϵ	壁面绝对粗糙度(mm)
D	通道内径(mm)	A	过流面积(mm^2), $A = \pi D^2 / 4$

收稿日期: 2012-08-03

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130802.1224.201308.1681_001.html

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.

$\dot{m}$	质量流量(kg/s)	f	摩擦因数
G_0	微元体所受重力(N)	θ	通道安装角($^{\circ}$)
F_f	微元体所受摩擦力(N)	$\dot{q}$	单位质量换热量(W/kg)
F_c	微元体所受离心力(N)	κ	比热比
p^*	总压(Pa)	λ	热导率(W/m·K)
p	静压(Pa)	Pr	普朗特数
T^*	总温(K)	F	黏性剪切力(m/s ²)
T	静温(K)	a	当地声速(m/s)
R	微元体旋转半径(mm)	v	气流流速(m/s)
μ	动力黏度(Pa·s)	h	表面传热系数(W/(m ² ·K))
Re	雷诺数	Nu	努塞尔数
ρ	密度(kg/m ³)	G	重力(N)
ω	旋转角速度(rad/s)	t	仿真时间(s)

旋转通道作为二次空气系统中的重要部件,被广泛应用于各种类型的航空发动机,气流流经旋转通道的损失与换热特性对二次空气系统的性能造成影响,尤其在考虑二次空气系统的非定常效应时,旋转通道的作用就更加明显.系统入口处的“扰动”^[1]以一定的速度在系统内部传播,当经过诸如旋转通道、盘腔等沿流动方向长度不可忽略的部件时,扰动就需要一定的响应时间,与此同时,系统为了达到新的瞬时压力平衡,流经各部件的质量流量就会重新分配,进而影响二次空气系统的总体性能.因此,在进行整个二次空气系统非定常特性分析之前,有必要对各部件的非定常计算模型进行研究.国内外对于二次空气系统非定常计算的研究仍非常少,对于二次空气系统各部件流动及换热特性的研究也更多地停留在定常阶段.对于这样的包含众多复杂流动机构的庞大系统,传统的实验以及CFD仿真手段均难以满足其瞬态特性分析的要求,因此有必要采用一维的计算手段来进行系统级的研究.在天然气管网远距离输送、内燃机等领域,可压缩一维非定常计算方法的研究已开展了比较多的工作.邓康耀^[2]通过采用特征线法及有限体积法对柴油机进排气压力波进行计算,对两种方法在压力波预测方面的优劣进行了对比.陈永刚等^[3]通过在位置特征线平面建立爆震波在爆震室内传播过程的物理模型,应用特征线法对脉冲爆震发动机一维非定常流进行了数值计算,结果表明应用特征线法计算爆震发动机性能是可行而且准确的.戴梧叶等^[4]通过实验和数值仿真对比,给出了塞式喷管推力的特征线计算方法.陈阳等^[5]通过保留能量方程中的变体积项考虑了由于控制体体积的改变所输出的膨胀功,拓宽了有限体积法对瞬变流动的适用范

围.刘昆等^[6]通过引入位置交错的两种有限控制体积单元,建立了一维可压缩流的有限元状态空间模型,使得边界条件的处理更加简单有效. Harley等^[7]采用二维数值仿真的手段对旋转换热通道进行非定常模拟,并将非定常结果与稳态结果进行了对比.本文将特征线的理论引入到二次空气系统一维非定常分析中来,通过将广义的定截面、有摩擦、考虑对外热交换的旋转通道可压缩非定常流动偏微分方程组转化为常微分方程组,通过在时间轴和流动方向上对方程组进行离散,进而进行求解,便可得到在不同时刻下,旋转通道内质量流量、压力、温度、流速等参数的分布情况.采用计算流体力学商业软件Fluent对其进行验证,结果表明,该模型的计算结果与Fluent计算结果吻合较好,而由于该模型是基于一维流动与换热的理论进行开发,计算速度快、收敛性好,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 特征线方程组

1.1 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^[8]:

连续方程

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

动量方程

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

能量方程

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

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; F 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。

1.2 特征线方程组转换

将 $a^2 = \kappa p / \rho$ 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

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

反映的是流动过程中总热交换量(包括对外传热与摩擦或做功产热)的影响。

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

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 0。

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

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:

$$\begin{aligned} (dx/dt)_r &= v+a, & (dx/dt)_l &= v-a \\ (dx/dt)_m &= v \end{aligned} \quad (11)$$

则偏微分方程组可转换为常微分方程组,即特征线方程组

$$C_+: (dx/dt)_r = v+a$$

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

$$C_-: (dx/dt)_l = v-a$$

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

$$C_0: (dx/dt)_m = v$$

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

式(12)~式(14)中,第1个方程均为位置平面特征线,是第2个方程求解的约束条件,满足相应位置特征线的第2个方程则是状态平面方程组, $(dx/dt)_r$ 和 $(dx/dt)_l$ 实际上就是一维非定常流动中,压力波在管内向右、向左传播的迹线, $(dx/dt)_m$ 则是流体质点的运动迹线,沿同一条单波线传播的扰动,都源于边界处确定的单波扰动值,由此造成的位置特征线在某一点上的斜率 dt/dx 也是实时变化的,图1和图2所示为位置特征线平面($t-x$)与状态特征线平面($p-v$)示意图。

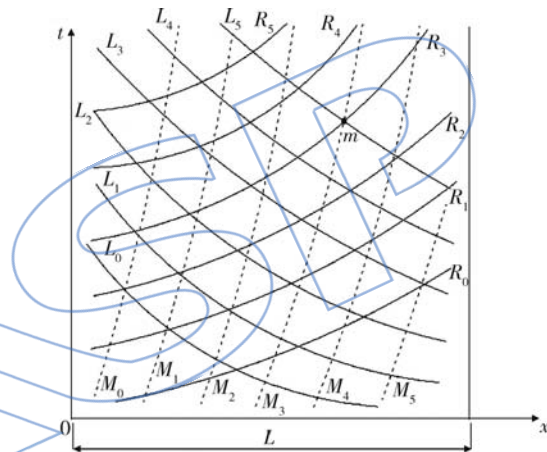


图1 位置特征线平面示意图

Fig. 1 Sketch of position characteristics

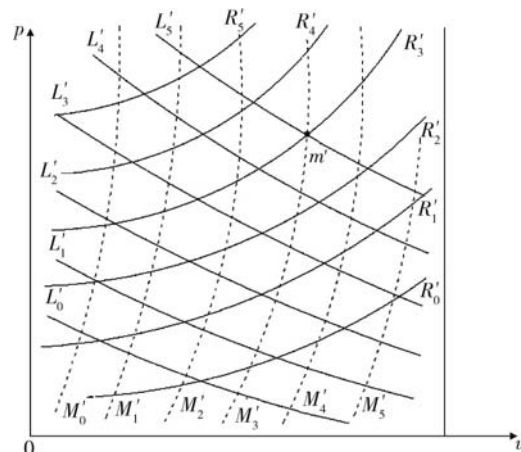


图2 状态特征线平面示意图

Fig. 2 Sketch of condition characteristics

1.3 特征线方程组的求解

以一个时间步长为例,来说明本文中特征线方程组的处理原理。

在 C_+ 方程的两边同时乘以 $dx_r = (v+a)dt$, 可得

$$(v+a)dp + \frac{(v+a)a}{A}dm - (\kappa-1)\rho(\dot{q}+v|F|)dx_r + \frac{a^2m}{A^2}dA + a\rho Fdx_r = 0 \quad (15)$$

两端同时除以 $v+a$, 进而可得

$$dp + \frac{a}{A}dm - \frac{(\kappa-1)\rho(\dot{q}+v|F|)dx_r}{v+a} + \frac{a^2m}{A^2(v+a)}dA + \frac{a\rho Fdx}{v+a} = 0 \quad (16)$$

对式(16)沿特征线 C_+ 从 A 点到 P 点进行积分, 显然, 方程的第 1 项是完全的差分, 而后 4 项则采用 2 阶估算, 把 P 点的流动和 A 点的流动加以平均, 可得^[9-10]

$$\begin{aligned} & (p_P - p_A) + \frac{a_A + a_P}{A_A + A_P}(m_P - m_A) - \\ & (\kappa-1) \frac{\rho_A + \rho_P}{2} \left[\frac{\dot{q}_A + \dot{q}_P}{2} + \frac{v_A + v_P}{2} \cdot \right. \\ & \left. \frac{|F_A| + |F_P|}{2} \right] \frac{\Delta x_r}{\frac{v_A + v_P}{2} + \frac{a_A + a_P}{2}} + \\ & \left(\frac{a_A + a_P}{A_A + A_P} \right)^2 \frac{m_P + m_A}{2} \frac{A_P - A_A}{\frac{v_A + v_P}{2} + \frac{a_A + a_P}{2}} + \\ & \frac{(a_A + a_P)(\rho_A + \rho_P)(F_A + F_P)}{8} \cdot \\ & \frac{\Delta x_r}{\frac{v_A + v_P}{2} + \frac{a_A + a_P}{2}} = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

同理, 在 C_- 方程的两边同时乘以 $dx_l = (v-a)dt$, 可得

$$(v-a)dp - \frac{(v-a)a}{A}dm - (\kappa-1)\rho(\dot{q}+v|F|)dx_l + \frac{a^2m}{A^2}dA - a\rho Fdx_l = 0 \quad (18)$$

两端同时除以 $v-a$, 进而可得

$$dp - \frac{a}{A}dm - \frac{(\kappa-1)\rho(\dot{q}+v|F|)dx_l}{v-a} + \frac{a^2m}{A^2(v-a)}dA - \frac{a\rho Fdx_l}{v-a} = 0 \quad (19)$$

对式(19)沿特征线 C_- 从 S 到 P 进行积分, 显然, 方程的第 1 项是完全的差分, 而后 4 项则采用 2 阶估算, 把 P 点的流动和 S 点的流动加以平均, 可得

$$\begin{aligned} & (p_P - p_S) - \frac{a_S + a_P}{A_S + A_P}(m_P - m_S) + \\ & (\kappa-1) \frac{\rho_S + \rho_P}{2} \left[\frac{\dot{q}_S + \dot{q}_P}{2} + \frac{v_S + v_P}{2} \frac{|F_S| + |F_P|}{2} \right] \frac{\Delta x_l}{\frac{v_S + v_P}{2} - \frac{a_S + a_P}{2}} + \\ & \left(\frac{a_S + a_P}{A_S + A_P} \right)^2 \frac{m_P + m_S}{2} \frac{A_P - A_S}{\frac{v_S + v_P}{2} - \frac{a_S + a_P}{2}} + \\ & \frac{(a_S + a_P)(\rho_S + \rho_P)(F_S + F_P)}{8} \cdot \\ & \frac{\Delta x_l}{\frac{v_S + v_P}{2} - \frac{a_S + a_P}{2}} = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

在 C_0 方程的两边同时乘以 dt , 可得

$$dp - a^2d\rho - (\kappa-1)\rho(\dot{q}+v|F|)dt = 0 \quad (21)$$

对式(21)沿特征线 C_0 从 R 到 P 进行积分, 显然, 方程的第 1 项是完全的差分, 而后两项则采用 2 阶估算, 把 P 点的流动和 R 点的流动加以平均, 可得

$$\begin{aligned} & (p_P - p_R) - \left(\frac{a_R + a_P}{2} \right)^2 (\rho_P - \rho_R) - \\ & (\kappa-1) \frac{\rho_R + \rho_P}{2} \cdot \\ & \left[\frac{\dot{q}_R + \dot{q}_P}{2} + \frac{v_R + v_P}{2} \frac{|F_R| + |F_P|}{2} \right] \Delta t = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

由于位置平面特征线代表的是不同的传播迹线, 而在实际情况中, v 与 a 又是不断变化的, 这就意味着我们无法确定 3 条位置特征线在时间-流向坐标系 $t-x$ 下交汇点出现的准确位置, 为特征线方程组的求解及结果提取带来难度, 在本文中, 采取以下方法进行处理:

- 1) 计算开始之前, 选定时间步长 Δt .
- 2) 由 C_+ 特征线确定 $\Delta x_r = (v+a)\Delta t$.
- 3) 由特征长度 L 以及 Δx_r 来确定内部节点数 N_0 .
- 4) 根据 N_0 确定沿流动方向各特征点的位置及相关参数.

5) 图 3 所示的 R 点及 S 点并不是由 N_0 所确定的特征点的位置, 因此, 其参数通过线性插值的方式, 由与其位置最近的两个特征点的参数决定, 如式(23)及式(24)所示

$$Y_R = Y_A + (Y_C - Y_A) \frac{\Delta x_r - \Delta x_m}{\Delta x_r} \quad (23)$$

$$Y_S = Y_C + (Y_B - Y_C) \frac{\Delta x_l}{\Delta x_r} \quad (24)$$

行线性插值获取,如式(30)所示

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

3) 紊流状态下 ($Re \geq 4000$), 摩擦因数由特征直径 D , 壁面绝对粗糙度 ϵ 以及雷诺数 Re 共同确定, 如式(31)所示

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

综上所述, 旋转通道中单位质量的气流微团所受黏性剪切力 F 由式(32)确定.

$$F = \frac{\frac{\rho f v^2}{8} \pi D dx - \rho A dx \omega^2 R \sin \theta}{\rho A dx} \quad (32)$$

2.2 换热特性

方程(3)中的 $\dot{q}$ 代表单位质量换热量, 对于旋转通道, 其换热特性由环境温度、环境气流与通道外壁面的表面传热系数、通道导热特性、通道内气流温度以及通道内壁面与内部气流的表面传热系数共同决定. 对于长度为 dx 的微元通道, 其热阻包括三部分:

1) 环境与通道外壁面表面传热热阻

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \pi D_1 dx} \quad (33)$$

2) 通道导热热阻

$$R_2 = \frac{\ln(D_1/D_2)}{2\pi\lambda dx} \quad (34)$$

3) 通道与内部气流表面传热热阻

$$R_3 = \frac{1}{h_2 \pi D_2 dx} \quad (35)$$

式(33)~式(35)中 h_1 代表环境与通道外壁面表面传热系数, D_1 代表通道外径, h_2 代表通道与内部气流表面传热系数, D_2 代表通道内径, λ 代表通道、热导率. 因此, 单位质量换热量即可由式(36)获取

$$\dot{q} = \frac{T_{out} - T_{in}}{(R_1 + R_2 + R_3) \rho A dx} \quad (36)$$

其中通道与内部气流表面传热系数 h_2 可由经验公式(37)得到的 Nu 获取.

$$Nu = a Re^b Pr^c \quad (37)$$

当通道内的气流是被加热时, $a=0.023, b=0.8, c=0.4$; 而当通道内的气流是被冷却时, $a=0.023, b=0.8, c=0.3$ [13-14].

3 验证计算

本文开发的模型采用软件 Fluent 进行验证,

在进行非定常特性验证之前, 首先对通道的稳态工况(静止及旋转)进行验证, 以确保计算模型中所采用的经验关联式能够满足旋转通道的可压缩计算. 旋转通道直径 $D=0.01$ m, 长度 $L=0.25$ m, 壁面绝对粗糙度 $\epsilon=0.032$ mm, 通道与转轴水平夹角 $\theta=30^\circ$, 入口旋转半径 $R_1=0.2$ m, 入口总温 $T_1^*=300$ K, 出口静压 $p_2=101325$ Pa, 流体工质采用理想干空气. 在不考虑换热的情况下, 通过改变入口总压 p_1^* 及转速来进行稳态特性的验证, 计算工况如表1所示.

表1 进口压力边界条件验证计算工况 (单位: Pa)

Table 1 Simulation conditions of inlet pressure boundary for verification (unit: Pa)

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
$\omega=0$ rad/s	104465	105985	107505	109025
	工况 5	工况 6	工况 7	工况 8
	110545	112065	113584	116622
$\omega=500$ rad/s	104465	105985	107505	109025
	工况 5	工况 6	工况 7	工况 8
	110545	112065	113584	116622

此外, 对于考虑换热的非定常计算工况, 我们通过定义入口总压 p_1^* 随时间变化的曲线来进行模拟, 曲线方程如式(38)所示.

$$p_1^* = 101325 + 0.03 \times 101325 t \quad (38)$$

对于换热的计算, 本文通过定义壁面温度随时间的变化曲线来进行模拟.

$$T_{wall} = 300 + 20 t \quad (39)$$

Fluent 验证模型如图6所示, 通过计算旋转在不同运行工况下的流动特征来考察计算模型的准确性.

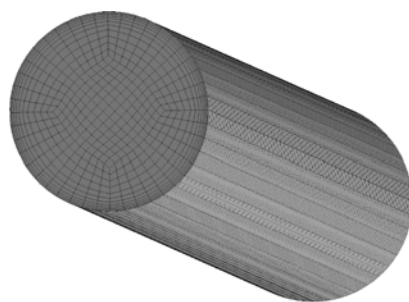


图6 旋转通道 CFD 计算模型

Fig. 6 CFD model of rotating passage

4 结果分析

4.1 稳态分析

当旋转通道处于静止状态,即 $\omega=0 \text{ rad/s}$ 以及 $\omega=500 \text{ rad/s}$ 的旋转状态时,模型计算结果与 Fluent 计算结果对比如图 7 所示。

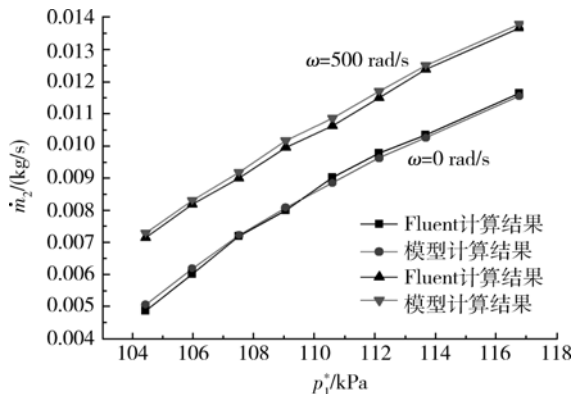


图7 不同进口总压下旋转通道出口质量流量

Fig. 7 Mass flow of rotating passage outlet under different conditions of inlet pressure

由此可见,随着入口压力的提高,旋转通道的质量流量也逐渐增加,而且由于旋转所造成的离心效应也会使得旋转通道的流通能力增强. 本文所创建的旋转通道模型计算结果与 Fluent 验证结果最大偏差约为 2.6%,吻合度非常好,充分说明 Colebrook White 模型在二次空气系统旋转通道中应用的精确度高。

4.2 非定常分析

在 $\omega=500 \text{ rad/s}$ 的旋转状态下,随着入口总压的不断升高,旋转通道的出口质量流量也不断增加,与此同时,由于壁温不断升高,通道出口的气流总温也不断增大. 在 4.0 s 的时间内,该模型计算结果与 Fluent 计算结果的对比如图 8 和图 9 所示。

经对比,模型质量流量计算结果与 Fluent 计算结果最大误差不超过 4%,总温计算结果最大误差不超过 5%. 并且在 $t=4.0 \text{ s}$ 时,稳态(即与非定常计算过程中具有相同边界条件的状态)质量流量计算结果为 $\dot{m}=0.0135 \text{ kg/s}$,相同时刻非定常计算结果则为 $\dot{m}=0.01146 \text{ kg/s}$,两者相差 17.8%,可见基于特征线方法开发的计算模型不仅能够准确描述旋转通道的稳态特性,还可以准确地描述旋转通道的非定常特性。

图 10 所示为非定常计算过程中的不同时刻下,气流总压沿流动方向的分布情况,由图可见,

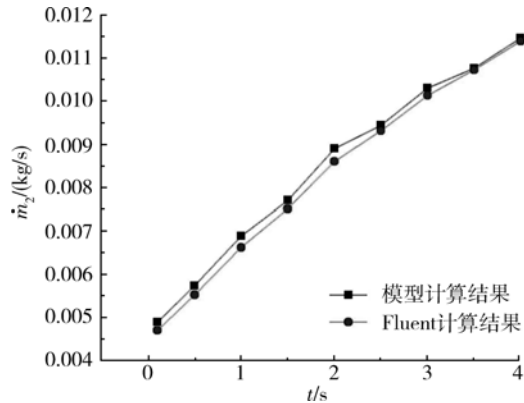


图8 旋转通道质量流量非定常计算结果

Fig. 8 Unsteady mass flow result of rotating passage

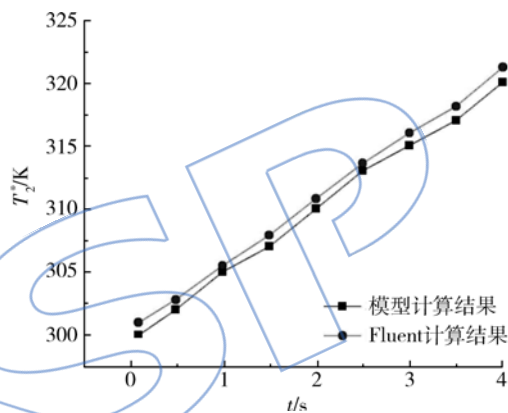


图9 旋转通道出口总温非定常计算结果

Fig. 9 Unsteady total temperature result of rotating passage outlet

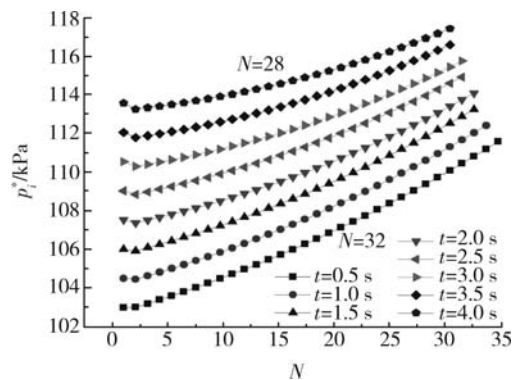


图10 不同时刻下旋转通道内的总压分布

Fig. 10 Total pressure distribution in rotating passage at different moments

随着入口压力的不断提高,扰动^[15]呈现出压缩波的特征,而且在计算过程中,旋转通道的内部节点数 N 从 $t=0.5 \text{ s}$ 时的 32 逐渐降低到 $t=4.0 \text{ s}$ 时的 28,以此来保证状态特征线方程组是严格以位置特征线方程组为约束条件的,因此,计算结果也更加可靠。

5 结 论

本文采用特征线法将旋转通道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.管道内壁的摩擦因数采用 Colebrook White 方程进行计算.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 Fluent 对其进行验证计算,经验证对比可知:

1) 在相同的稳态运行条件下,该模型的计算结果与 Fluent 的计算结果最大偏差不超过2.6%,充分说明该模型采用的计算经验关联式完全适用于二次空气系统中旋转通道的模拟.

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 Fluent 的计算结果最大偏差不超过4%,而且在考虑换热的情况下,温度计算偏差也不超过5%,说明采用特征线法,充分考虑旋转通道流动与换热的耦合效应,可以用来解决一维系统仿真中流动与换热计算相对孤立的问题.

4) 作为一维系统仿真的标准化模型,该模型易用性强,方便使用,大大提高了工作效率,进而可以应用于整个二次空气系统的整体瞬态特性研究.

参考文献:

- [1] 刘峥,张扬军.内燃机一维非定常流动[M].北京:清华大学出版社,2007.
- [2] 邓康耀.内燃机中一维非定常流动计算的特征线法与有限体积法的比较[J].上海交通大学学报,1999,33(8):1-11. DENG Kangyao. Comparison of characteristics method and finite volume method in computation of one dimensional unsteady flow in internal combustion engines[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999, 33(8): 1-11. (in Chinese)
- [3] 陈永刚,何立明,刘建勋.特征线法在脉冲爆震发动机性能计算中的应用[J].航空动力学报,2005,20(4):641-644. CHEN Yonggang, HE Liming, LIU Jianxun. Application of characteristic method to the performance calculation of the pulse detonation engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(4): 641-644. (in Chinese)
- [4] 戴梧叶,刘宇.特征线法在塞式喷管中的应用[J].航空动力学报,2000,15(4):371-374. DAI Wuye, LIU Yu. Application of characteristic method to the piston nozzle[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 371-374. (in Chinese)
- [5] 陈阳,高芳,张振鹏,等.准一维可压缩瞬变管流的有限体积模型:流场的有限体积模型[J].航空动力学报,2008,23(2):311-316. CHEN Yang, GAO Fang, ZHANG Zhenpeng, et al. Finite volume model for quasi one-dimensional compressible transient pipe flow: finite volume model of flow field[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 311-316. (in Chinese)
- [6] 刘昆,张育林.一维可压缩流的有限元状态空间模型[J].推进技术,1999,20(5):62-66. LIU Kun, ZHANG Yulin. Finite elements state-space model for one-dimensional compressible fluid flow[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(5): 62-66. (in Chinese)
- [7] Harley C, Faghri A. Two-dimensional rotating analysis [J]. Journal of Heat Transfer, 1995, 117(2): 202-208.
- [8] 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.
- [9] Morel T, Flemming M F, Lapointe L A. Characterization of manifold dynamics in the Chrysler 2.2 S. I. engine by measurements and simulation[R]. SAE Technical Paper 900679, 1990.
- [10] White A. Flow of a fluid in an axially rotating pipe[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1964, 6(1): 47-52.
- [11] 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.
- [12] Miller D S. Internal flow systems[M]. 2nd ed. Cranfield: BHR Group Limited, 1996.
- [13] 张靖周.高等传热学[M].北京:科学出版社,2009.
- [14] Yoo G J, So R M C, Hwang B C. Calculation of developing turbulent flows in a rotating pipe[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 34-41.
- [15] Michaux G, Vauquelin O, Gauger E. An experimental procedure for determining both the density and flow rate from pressure drop measurements in a cylindrical pipe[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(9): 094501. 1-094501. 3.