

文章编号: 1000-8055(2009)04-0858-09

离心压气机通流反问题的损失模型研究

马 平, 田晓沛, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 在使用无粘性控制方程组加熵方程的准三维流线曲率法 $S_{2,m}$ 流面反问题的离心压气机设计系统中, 必须引入关于转子、静子以及无叶扩压段的流动损失模型。经分析首先选择了 Galvas M. R. 的模型作为原始模型。其次对该一维模型进行了适合于现代准三维计算技术的改进。再则提出和尝试了在通流程序中调用损失模型的一种新方法。改进后的损失模型的功能被扩展, 不但根据叶片排之间界面参数的变化给出相应的出口损失量, 而且将熵增分布到所有通流计算站上以影响速度场的积分, 满足了通流方法的需求并更贴近真实流动。改进的模型的损失预估效果达到了工程实用的程度。将有待工程或实验的验证。

关 键 词: 离心压气机; 叶轮设计反问题; 通流设计; 损失模型

中图分类号: V235

文献标识码: A

Loss model application study in the through-flow inverse design approach for centrifugal compressors

MA Ping, TIAN Xiao-pei, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The design scheme of quasi-3D streamline curvature through-flow inverse problem on $S_{2,m}$ stream surface needs to employ the non-viscous control equations with a loss model of the rotor, vaneless diffuser and stator. For developing a loss model in the centrifugal compressor through-flow design code, among several available centrifugal compressor 1D loss models established by previous papers in 1960s-70s, this paper, at first, selected a model proposed by Galvas M. R. as an original model. Secondly, It modified the original model to adapt to the modern quasi-3D computing techniques. Finally, It proposed and applied a new calling method of the loss model in the design process. The newly revised loss model can not only offer relevant losses at each blade row outlet according to various geometry and flow parameters, but also affect the integration of the velocity field through distributing the entropy increment to every computing station. Thus the new loss model satisfies the request of the through-flow method and reflects more closely to the flowfield in centrifugal compressors. The amount of losses estimated by the new model meets the pragmatic engineering requests. It will be verified further by engineering projects or experiments.

Key words: centrifugal compressor; inverse design problem of turbomachine; through flow design; loss model;

收稿日期: 2008-04-07; **修订日期:** 2008-07-15

基金项目: 北京市教育委员会共建项目 (XK100060420)

作者简介: 马平 (1984 -), 女, 北京人, 硕士, 主要从事叶轮机气动力学研究。

在叶轮机设计中,由于准三维流线曲率法 $S_{2,m}$ 流面反问题是建立在定常、无粘且为绝热流管的假设上,所以沿流线气流的熵增为零.为了考虑粘性流动的损失,应在准三维模型中引入熵方程,从而建立起带损失模型的含有自变量熵的无粘流控制方程组.20世纪60-70年代,美国国家航空宇航局刘易斯研究中心对离心压气机中的流动及损失进行了一系列的研究和试验,为发展离心压气机内部流动的损失预估方法,即转子效率和静子总压恢复系数的计算提供了大量的实验数据和理论总结.据查阅,国内关于离心压气机损失模型的研究及其在通流设计反问题中的应用研究还处于空白.本文首先对国外文献中的流动损失模型进行了适用于现代通流设计方法的改进.其次尝试提出了新的损失模型调用方法.其结果使损失模型算出的离心压气机损失在每次全流场流线迭代中通过计算站上的熵增 $\partial s/\partial q$ 影响 $S_{2,m}$ 流面的通流结果,从而计算损失和确定转子绝热效率,无叶扩压段及有叶扩压器的总压恢复系数.

1 离心压气机损失的分类

在透平式压缩机的流道内,气流流动现象是很复杂的.特别对离心压气机来说有关流动损失的各种机理、现象的研究及计算方法也还很不完备.本文暂将流动损失大致分为叶片通道中的流动损失和轮盘摩擦损失,流动损失包括摩擦损失、分离损失、二次流损失和尾迹损失,而叶轮轮盘摩擦损失则包括轮阻损失、泄漏损失和回流损失.但值得注意的是,所有这些损失都不是孤立的,而是相互联系、相互影响的,实际上是很难截然分开的.

2 各叶片排出口损失的数学模型

作为本文基础的离心压气机损失模型 (Galvas, 1972)^[1-2] 包括7种损失.它们都以焓变 Δh 的形式描述,加入的总功也以焓的形式表示,最后得出转子效率,无叶扩压段和有叶径向扩压器的总压恢复系数,以及整级效率.原损失模型要求设计的离心压气机转子出口绝对马赫数小于0.8,因此不包括转子后的激波损失.

$$\Delta h_{IGV} = \frac{C_{IGV}}{Re^{0.2} \cot \alpha_{MF}} (v_0^2 + v_{1MF}^2) \quad (1)$$

$$0.3 + 0.75 q_{th} \left\{ \frac{w_{1T}}{u_2} \left[\frac{Z}{\pi} \left(1 - \frac{D_{1T}}{D_2} \right) + 2 \frac{D_{1T}}{D_2} \right] \right\} \quad (2)$$

$$q_{th} = \left(u_2 v_{u_2} - u_{1MF} v_{u_{1MF}} \right) / u_2^2 \quad (3)$$

$$\Delta h_{BL} = C_{BL} D_i^2 u_2^2 \quad (4)$$

$$\frac{L}{D_2} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_{1MF}}{0.3045} \right) / \cos \beta_b \quad (5)$$

$$\frac{D_{hyd}}{D_2} = 1 / \left(\frac{Z}{\pi \cos \beta_b} + \frac{D_2}{b_2} \right) + \frac{D_{1T}}{D_2} \left/ \left[\frac{2}{1-\lambda} + \frac{2Z}{\pi(1+\lambda)} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_T} \left(\frac{1+\lambda}{2} \right) \right] \right. \quad (6)$$

$$\left(\frac{w}{u_2} \right)_{ave}^2 = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{v_{m_{1MF}}}{u_2} \right)^2 + \left(\frac{D_{1MF}}{D_2} \right)^2 + \left(\frac{w_2}{w_{1T}} \right)^2 \left[\left(\frac{v_{m_{1MF}}}{u_2} \right)^2 + \left(\frac{D_{1T}}{D_2} \right)^2 \right] \right\} \quad (7)$$

$$\Delta h_{SF} = C \left(\frac{w}{u_2} \right)_{ave}^2 u_2^2 \left(\frac{L}{D_2} \right) / \left(\frac{D_{hyd}}{D_2} \right) \quad (8)$$

$$Re = u_2 D_2 \rho'_{1MF} / \mu' \quad (9)$$

$$\Delta h_{DF} = C_{DF} \frac{\rho}{m Re^{0.2}} u_2^3 D_2^2 \quad (10)$$

$$\Delta h_{RC} = 0.02 \sqrt{\tan \alpha} D_i^2 u_2^2 \quad (11)$$

$$\left[\frac{p_3}{p_2} \right] = 1 + \frac{\gamma_G}{\cos \alpha} \frac{r_2}{b_2} \frac{\int_0^R a^3 \left(\frac{a}{a} \right) \left(\frac{\rho}{\rho} \right) \bar{R} d\bar{R}}{M a_2 \left(\frac{a}{a} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\rho} \right)^2} \quad (12)$$

$$p_4 = c_p^* (p_3' - p_3) + p_3 \quad (13)$$

$$p_4' = p_4 \left[1 + 0.04 (\gamma - 1) / 2 \right] \frac{\gamma}{\gamma-1} \quad (14)$$

$$\Delta h_{aero} = c_p T_0' (T_2' / T_0' - 1) \quad (15)$$

$$\eta_R = \frac{(\Delta h_{aero} - \Delta h_{BL} - \Delta h_{SF} - \Delta h_{DF} - \Delta h_{RC})}{\Delta h_{aero}} \quad (16)$$

$$\sigma^* = p_1' / p_0' \quad (17)$$

$$S_2 - S_0 = -R \ln \left[\eta_R + T_0' (1 - \eta_R) / T_2' \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (18)$$

$$\Delta S = -R \ln \sigma^* \quad (19)$$

$$\eta = \left(\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) / \left(T_4' / T_0' - 1 \right) \quad (20)$$

1) 进口导流叶片损失:式(1)是进口导流叶片损失的计算式.假设对于涡轮静子叶片流动的总焓守恒方程同样适用于离心压气机的进口导流叶片^[3],因此静子损失量也适用于导流叶片.

2) 叶片载荷损失:在沿转子进口导向段叶片弦长的速度载荷均匀分布的情况下,按式(2)计算扩散因子 D_f ,从而计算式(4)的叶片载荷损失^[4].可看到式中取叶片载荷损失与切线速度 u_2 的平方成正比.

3) 表面摩擦损失:气体与离心转子的叶片、

轮毂和轮盖,即湿表面的摩擦构成表面摩擦损失.根据管道中完全发展的湍流流动给出了这种损失的计算方程式(5)~式(8)^[4].可看到式中取表面摩擦损失与切线速度 u_t 的平方成正比.

4) 轮阻损失:转子背面的轮盘和轮缘与空气之间的摩擦损失由式(10)给出^[5].该损失通过轮盘金属壁面与外界的热传导而离开压气机的气流系统.在流量不变的情况下,轮阻损失会随着切线速度和转子出口半径的增加而增大.

5) 回流损失:由于存在从无叶扩压段向转子回流的情况,而产生了回流损失式(11).

6) 无叶扩压段的损失:用数值积分法式(12)解出随着半径的增长,绝对气流角 α 和马赫数的变化,得到无叶扩压段的出口总压和总压恢复系数^[6].

7) 有叶扩压器的损失:利用在不同的有叶扩压器喉道马赫数,金属堵塞度和有叶扩压器进出口面积比组合下得到的方形喉道扩压器的实验数据^[7],可以将给定面积比下的最大静压恢复系数 ϕ_p^{**} 的曲线外推而确定 ϕ_p^{**} 的值.原 Galvas 模型再用一维气动方法解出有叶扩压器进口的总压 p_3' 、静压 p_3 ,从而求出出口的静压式(13)、总压式(14)和总压恢复系数.本文的改进模型则用通流方法计算出的有叶扩压器进口的总压、静压带入式(13).

8) 绝热效率和总压恢复系数的计算:为将本模型用于通流方法,转子的绝热效率用式(15)和式(16)计算;本文新引入的无叶扩压段和有叶扩压器的总压恢复系数均用式(17)计算;转子、无叶和有叶扩压段的熵增按式(18)、式(19)计算;最后,级绝热效率用式(20)计算.假定通流域入口至转子叶片前缘以及有叶扩压器出口至通流域出口的熵增为零.

式(1)~式(20)中, $v, w, u, \Delta h, \dot{m}, \rho, p, a$ 分别为气流的绝对速度,相对速度,叶片线速度,焓增,质量流量,密度,压力,当地声速; $Z, L, b, D, r, \bar{R}, \lambda$ 分别为叶片数,叶片长度,叶片高度,直径,半径,半径比,轮毂比; $Re, Ma, \alpha, \beta, \beta'$ 分别为雷诺数,马赫数,绝对流动角度,相对流动角度,叶片角度; $q, \alpha, c, \gamma, R, \pi^*, \sigma^*$ 分别为无量纲化的焓值,摩擦系数,损失系数,比热比,气体常数,总压比,总压恢复系数;上标“ $*$ ”表示绝对滞止参数;下标 BL, DF, IGV, VLD, VD, RC, SF 分别表示叶片载荷,轮盘摩擦,进口导流叶片,无叶扩压段,有叶扩压器,回流,表面摩

擦; MF, T, m, u, th, aero, ave, hyd 分别表示均方根,叶尖,子午面,切向,理论的,气动的,平均,水力的; 0, 1, 2, 3, 4 分别表示计算域进口,转子进口,转子出口,有叶扩压器进口,有叶扩压器出口.

3 损失模型适应现代通流反问题设计技术的改进

Galvas 损失模型是统计一维流动各段的出口损失,并对于速度场的积分没有反馈,见图1上半部.其中 m, q, n 各为子午流线方向、流线准法向、流线法向.通流程序是建立在此准三维流动基础上的,在压气机子午面上建有详细流场的 I 站 $\times J$ 流线个计算点.这就需要将原模型扩维转换为适用于现代通流计算的准三维模型,见图1下半部.将离心压气机在子午面上分成的 $J-1$ 根流管看作 $J-1$ 个片条离心压气机,每个片条的流动可以看作是一维的,这样就可利用 Galvas 损失模型算出各个片条的一维损失.但不是每根流管中的损失分布情况都与一维模型的一样,因此要对其中的某些损失做符合实际流动的改进.

由于轮阻损失是空气与轮盘外侧的摩擦损失,回流损失是气流与轮盖的摩擦损失,因此认为紧贴轮盘和轮盖的流管受其影响最大,越靠近中心流管影响越小.假设这种损失是按照流动横截面上流量分布的线性函数分布到若干根流管上的,因此在损失模型中增加了控制这两种损失渗透深度的参数,通过改变其值影响损失向内流的传播.沿流向的熵增分布是将各叶片排总熵增再按照流线长度 m 线性分配至各计算站上.

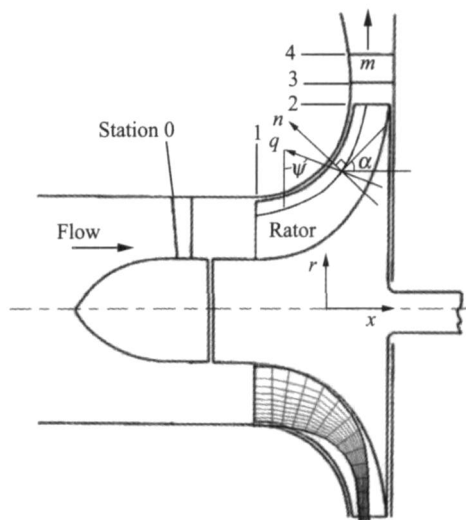


图1 压气机子午流面一维模型和准三维模型对比

Fig.1 Comparison of the 1-D model and quasi-3D model on a meridional plane of a centrifugal compressor

Galvas 损失模型中给出了一组经验系数. 由于新模型中的各个流管通过原模型中的表面摩擦系数 α , 均计入了气流与轮毂和轮盖的表面摩擦损失, 显然新模型中 α 的值应被减小. 因此本文仅对系数 α 作了小量修改. 例如新模型对本文算例的通流结果的级效率为 0.72, 而用原 α 得到的为 0.55, 计算表明其中主要差别就出自于离心转子的表面摩擦损失和无叶扩压段的熵增两者, 可对比图 2 和图 3. 两套经验系数的对比见表 1.

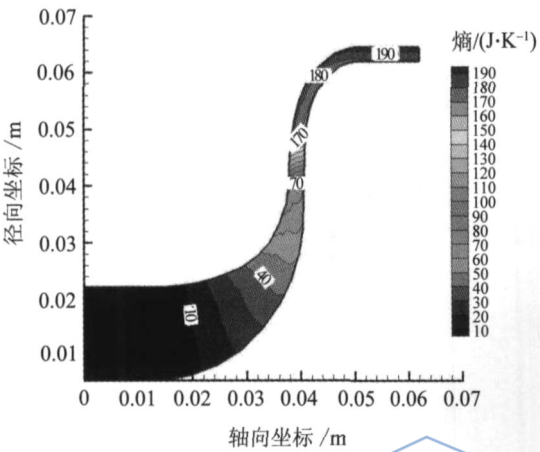


图 2 原经验系数下的熵分布
Fig. 2 Entropy distribution under the original coefficients

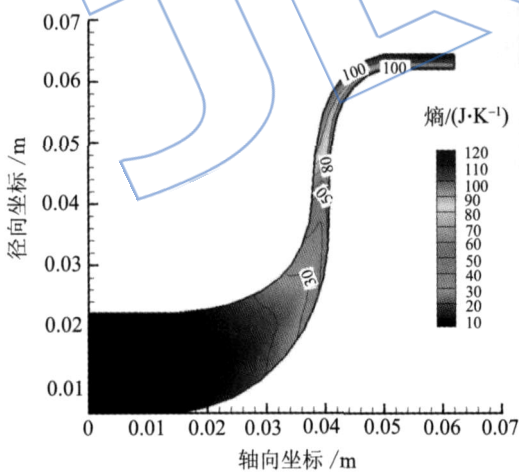


图 3 子午面内熵的分布
Fig. 3 Entropy distribution on the meridional plane

表 1 两套模型的经验系数

Table 1 Two sets of coefficients in the loss model				
Galvas	α	C_{BL}	C_{DF}	C_{RC}
经验系数	0.004	0.05	0.01356	0.02
现使用的	α	C_{BL}	C_{DF}	C_{RC}
经验系数	0.002	0.05	0.01356	0.02

改进的损失模型的计算机程序通过检测转子进口计算站的绝对速度切向分量 v_{u_1} 的大小来判断是否计入进口导流叶片损失(本文算例没有进口导流叶片). 在程序中还加入了对效率的光顺.

4 损失模型在流线曲率法中的调用

图 4 为准三维通流设计的流程图, 一般在通流计算的不同位置 A 或 B 处调用损失模型获得熵增, 实现有损失流场的求解. 普遍认为, 有熵增流场的求解所需迭代次数要明显多于无熵增流场. 所以, 改善无粘流场与损失模型的交互迭代的收敛性, 对叶轮机工程有现实意义. 在此提出一种可在一定程度和范围内改善通流设计收敛性的损失计算调用方法. 该法不改变通流程序各模块的结构, 而仅对流程做有限改动就可实现通流程序的改进.

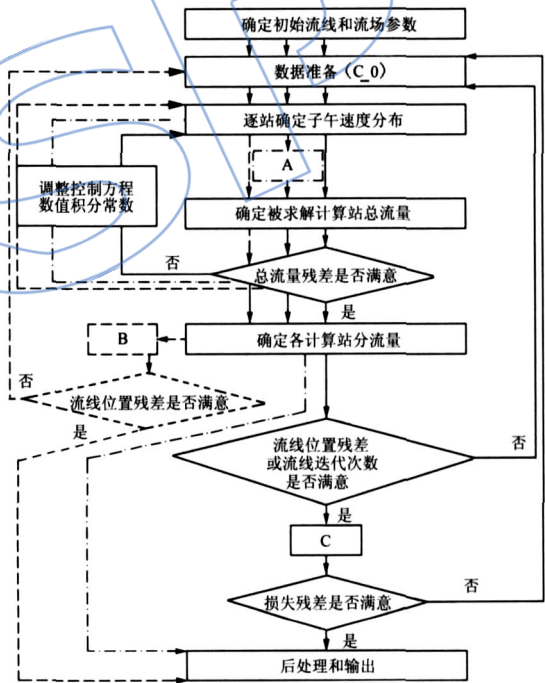


图 4 准三维通流反问题计算流程图(虚线和实线分别表示通常的 2 层和改进后的 3 层通流迭代法)

Fig. 4 Schematic process diagram of the quasi-three dimensional through flow calculation

具体改动为, 当全场流线迭代收敛到了设定的通流收敛精度或者迭代执行到 m 次之后, 才调用一次损失模型. 即在图 4 的 C 处调用损失模型. 其中将第 n 次损失模型调用的结果称为“预估”损失, 将第 $n + 1$ 次损失模型调用的结果称为“校正”损失, 如此构成损失的预估-校正结构. 两次损失值用松弛系数 C_R 按下式进行松弛

$$\eta'_{n+1} = \eta_n + C_R \times (\eta_{n+1} - \eta_n) \tag{21}$$

这简称为损失迭代. 这种新调用法将函数熵在全场流线迭代过程中暂时看作常量, 并且若设 $m = 1$ 则新调用法就退回到原调用法.

为研究新调用法对收敛性的改善, 本文首先取了 9 个固定不变化的二维熵场 $s(m, q)$ 依次带入本文算例的通流算法, 而后启动流场收敛算例, 得到 9 个收敛史. 见图 5 中所取的工作轮 η_k , 无叶扩

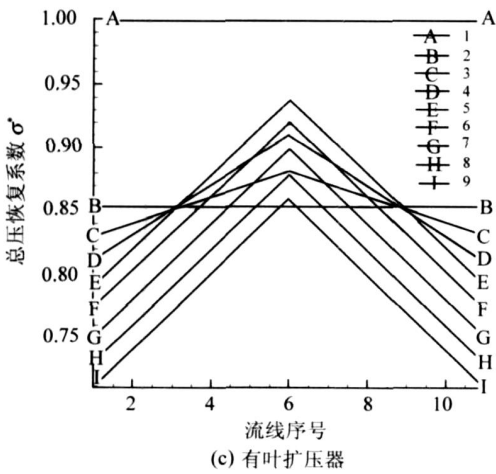
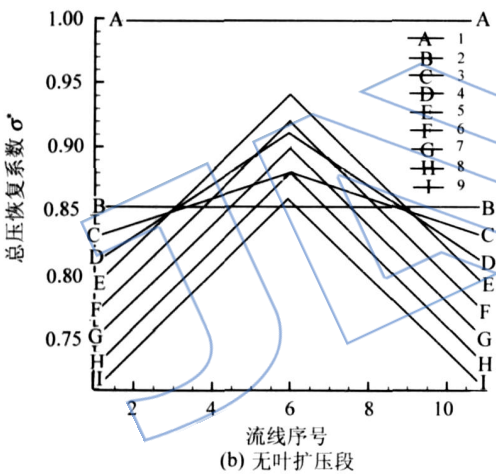
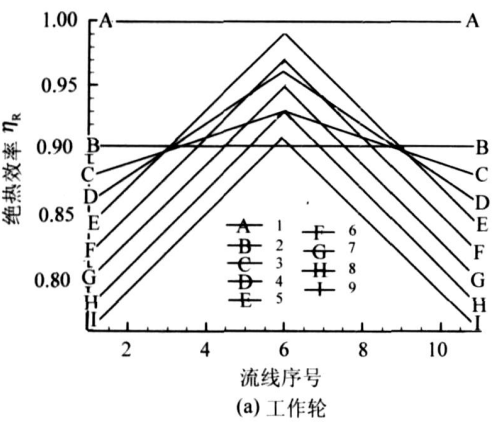


图 5 设定的粘性损失分布

Fig. 5 Supposed viscous loss distribution

压段 σ' 和有叶扩压器 σ' 的共 9 根曲线, 和图 6 的对应不同熵梯度的 2 个全场熵分布. 其中沿流向 m 将各叶片排总熵增按照流线长度线性分配至各计算站上, 又按照流线准正交方向的坐标 q 的线性函数将熵增分布到每根流管上.

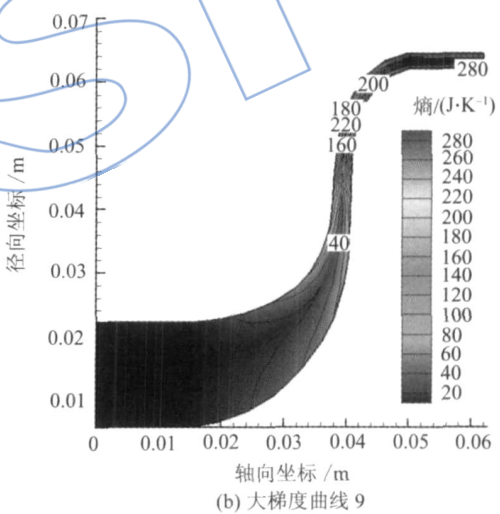
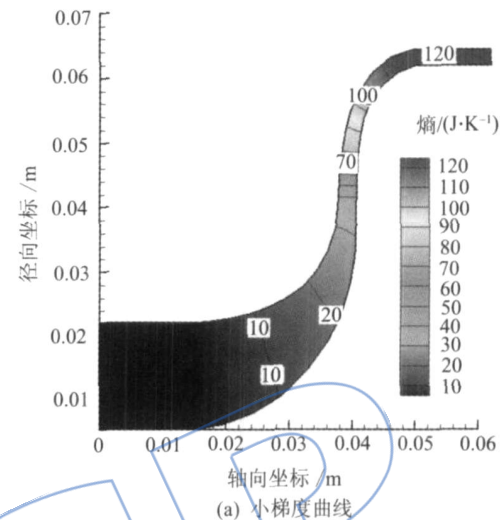


图 6 不同熵梯度流场的熵分布

Fig. 6 Entropy distributions with different gradients

算例子午速度 w_m 的收敛史见图 7. 其中大熵梯度的算例 5 至 8 未收敛, 大熵梯度的算例 9 和小熵梯度的 1 至 4 收敛. 收敛史 Original method 是原调用法的收敛史.

流场收敛算例对于不同的熵梯度表现出以下特点: ①存在快速收敛区; ②熵梯度较大的则在迭代初期存在一个缓慢收敛的过程 (以下简称缓区); ③在缓区可能出现流场参数跳跃; ④无熵增流场、小熵梯度流场、大熵梯度流场求解的流线迭代次数依次增加; ⑤熵梯度的大小与收敛性及收敛速度之间不存在简单的对应关系.

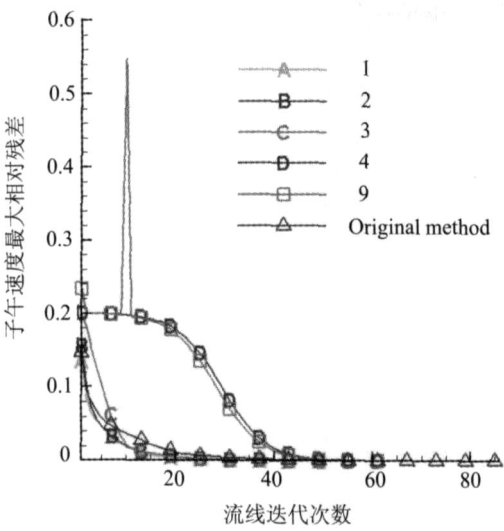


图 7 子午速度 w_m 的收敛史

Fig. 7 Convergence history of meridional velocity w_m

由上述特点不难得到新调用法在改善原调用法的收敛性方面所起的作用:①若进入快速收敛区,则可有效利用快速收敛的特征,使每次调用损失模型校正后的流场显著接近该次收敛流场;②若进入缓区,则可使每次校正流场适当接近该次收敛流场,为退出大熵梯度提供可能。

又在实际设计算例中,对新调用法和原调用法进行了对比.发现在原法无法收敛时,新法因给定了最大迭代次数 m 而可以收敛.图 8 至图 10 分别为工作轮绝热效率最大残差,无叶扩压段、有叶扩压器总压恢复系数最大残差.如前所述,该三图均表现出新调用法的收敛速度在收敛解附近明显大于原调用法的.前期收敛较慢是因为引用了小于 1 的损失松弛因子.图 11 表明两种通流损失

模型调用法的收敛流场均收敛于同一个解, w_m 的相对误差小于 10^{-3} .

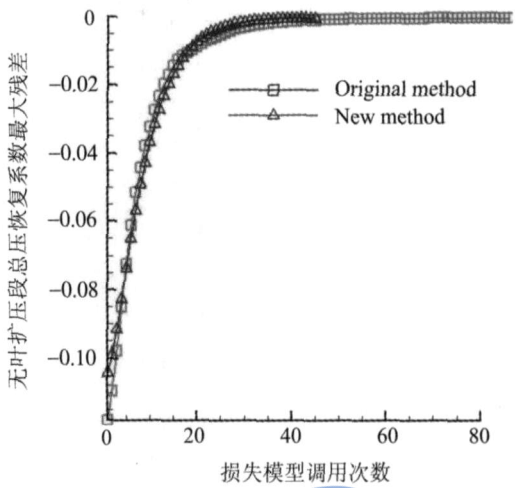


图 9 无叶扩压段流动损失收敛史

Fig. 9 Loss convergence history of the vaneless diffuser

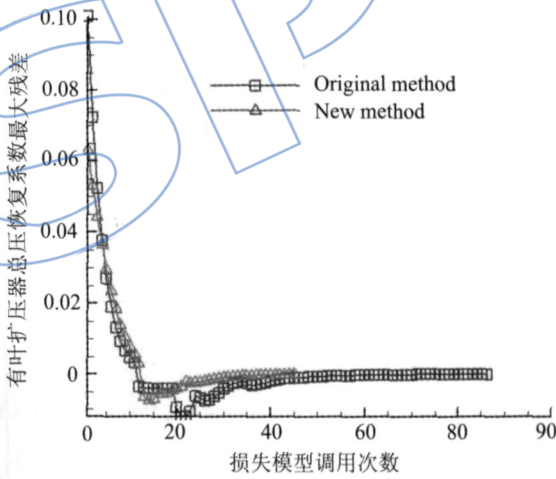


图 10 有叶扩压器流动损失收敛史

Fig. 10 Loss convergence history of the vaned diffuser

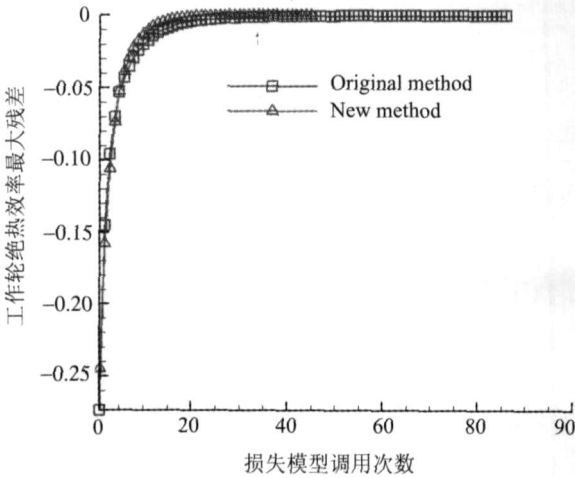
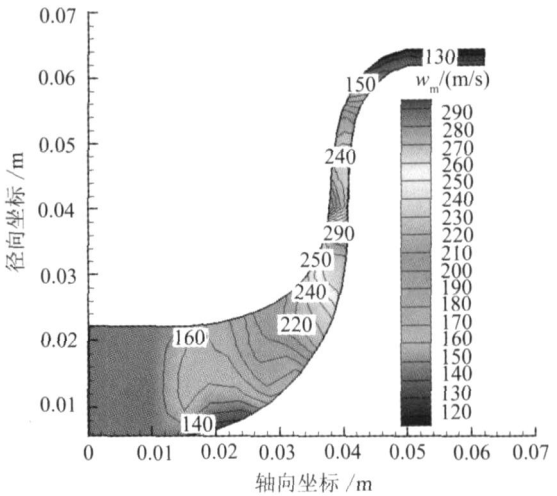


图 8 工作轮流动损失收敛史

Fig. 8 Loss convergence history of Impeller



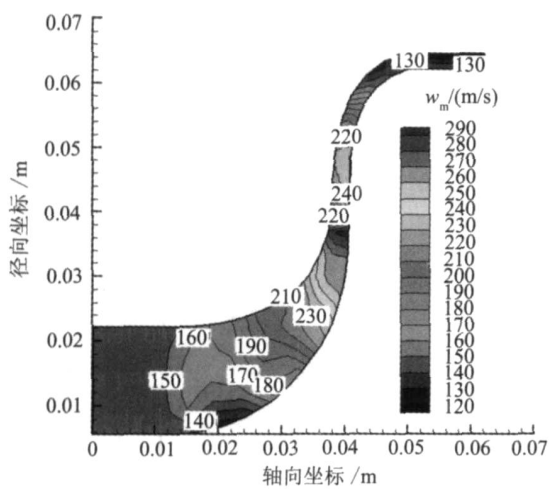


图 11 新调用法与原调用法的收敛子午速度场对比
Fig. 11 Comparison of the converged meridional velocity fields by new and original loss model calling method

5 通流反问题的设计结果

本文的设计算例是流量 0.23 kg/s 的微型离心压气机. 包含带长短叶片的工作轮, 无叶扩压段和径-轴向单级有叶扩压器. 图 12 是通流收敛后的子午面网格. 第 4, 8, 14, 16, 23 计算站各为工作轮长叶片进口, 短叶片进口, 工作轮出口, 无叶扩压器段出口即有叶扩压器进口, 有叶扩压器出口. 输入参数见表 2.

表 2 通流设计的部分输入参数
Table 2 Primary input parameters of through-flow design

参 数	数 值
流量/ (kg/ s)	0.23
转速/ (r/ min)	103678
级进口总压/ Pa	101325
级进口总温/ K	288.15
级增压比	3.0
叶片数	8+8, 20

图 13 是转子绝热效率和静子总压恢复系数分布. 流场熵分布按本文损失模型用新调用法计算, 见图 14、图 3. 可看出, 转子效率分布呈现两边低中间高的形式, 这是由于在靠近轮盘和轮盖处, 边界层使流动的损失增大. 在有叶扩压器出口处, 总压恢复系数分布也大致为两边低中间高, 但在其靠近轮盖处的总压恢复系数要比靠近轮盘处

的低很多, 这主要是由于在靠近轮盖处有流动分离现象, 甚至可能有回流, 导致损失增大. 通流设计达到的工作轮效率, 无叶扩压段, 有叶扩压器总压恢复系数, 级效率分别为 0.865, 0.887, 0.932, 0.72.

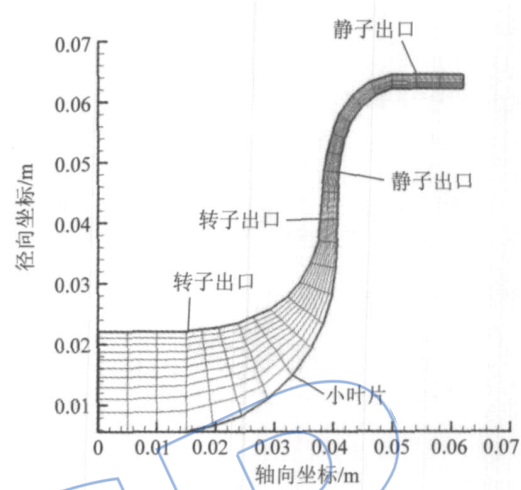


图 12 收敛后的压气机子午流线
Fig. 12 Converged compressor meridional streamlines

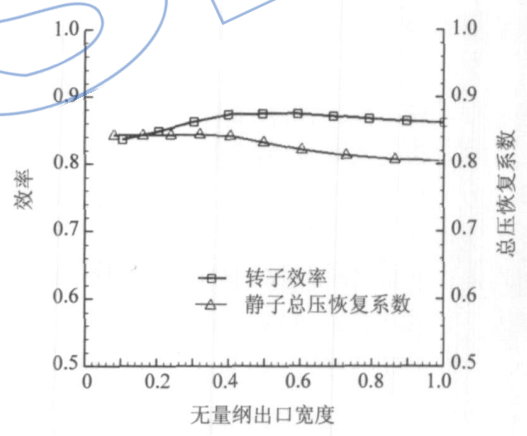


图 13 转子效率, 有叶与无叶扩压器总压恢复系数沿出口宽度的分布
Fig. 13 Rotor efficiency, two diffusers' total pressure recovery coefficient distributions along the outlet span

图 14 显示子午面上 11 根流线的熵增特点. 第 1 至 4 站是来流, 熵增为 0. 在转子内, 无叶扩压段以及有叶扩压器内均呈现不同熵梯度的熵增趋势. 在无叶扩压段内熵增较大. 图 3 是熵在子午流面上的分布, 熵是连续光滑的增函数. 并且, 熵的分布是流场中间低, 两边高, 这与效率和总压恢复系数图 13 相对应, 即熵增大的流线叶排出口效率和总压恢复系数低, 反之相对高些.

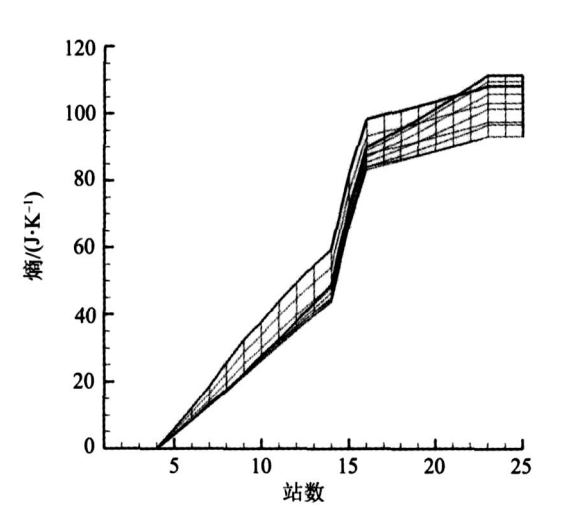


图 14 压气机内部各流线熵的分布

Fig. 14 Entropy distribution along the streamlines

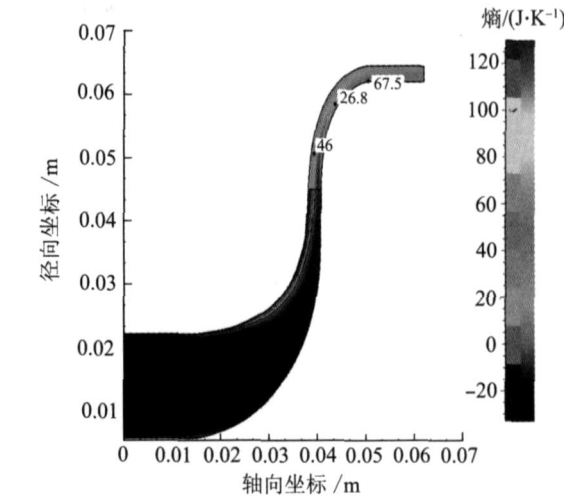


图 16 子午面熵分布

Fig. 16 Entropy distribution on the meridional plane

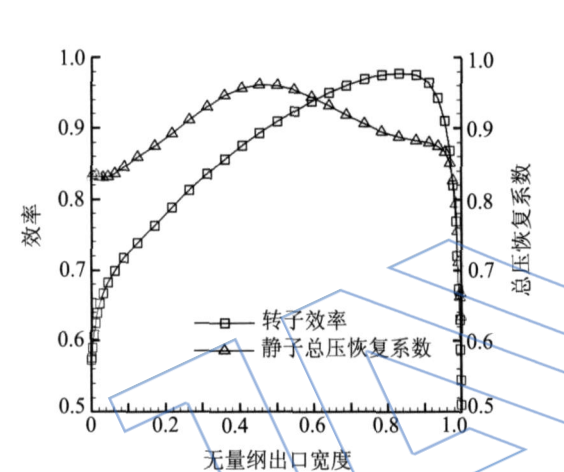


图 15 NUMECA 计算的转子效率和静子总压恢复系数

Fig. 15 NUMECA yielded rotor efficiency , stator total pressure recovery coefficient at the rotor and stator outlets

6 计算流体力学数值试验

对调用本文损失模型所设计的离心压气机做了 CFD 流场检验. 计算使用 NUMECA 软件的 Fine Turbo 模块. 出口背压为 286 182 Pa ,采用中心差分格式和 Spalart-Allmara 湍流模型, CFL 数取 3.

表 3 设计反问题与 CFD 正问题的对比
Table 3 Contrast between inverse design and direct CFD problems

	通流设计	CFD 检验
流量/(kg/ s)	0. 23	0. 21
级压比	3. 0	3. 11
级绝热效率	0. 72	0. 78

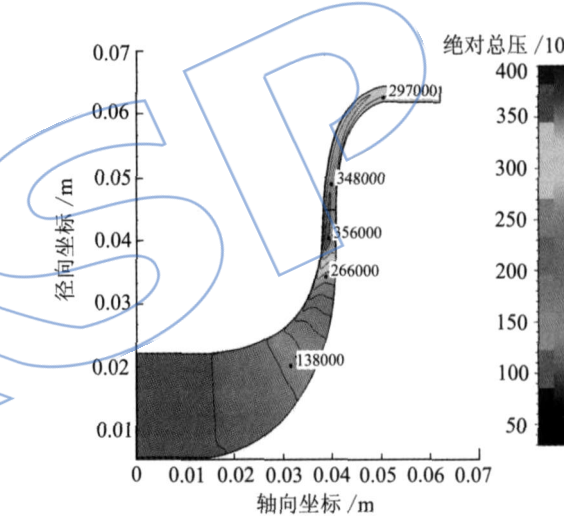


图 17 子午面绝对总压分布

Fig. 17 Absolute total pressure distribution on the meridional plane

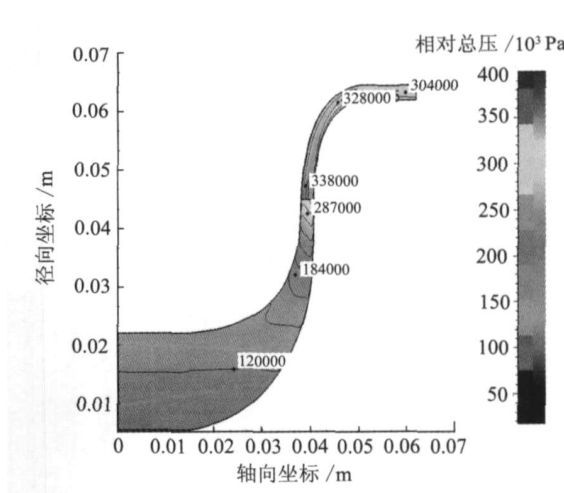


图 18 子午面相对总压分布

Fig. 18 Relative total pressure distribution on the meridional plane

计算结果见表 3 和图 15 至图 19. 由于本算例属于小进口雷诺数 $Re = \rho u h / \mu = 1.676 \times 10^5$ 的压气机流动, 而 NUIMECA 等商业 CFD 方法不区分算例的雷诺数大小, 所以通流与 CFD 两者有偏差是可以理解的. 最终还应依据实验数据来校准.

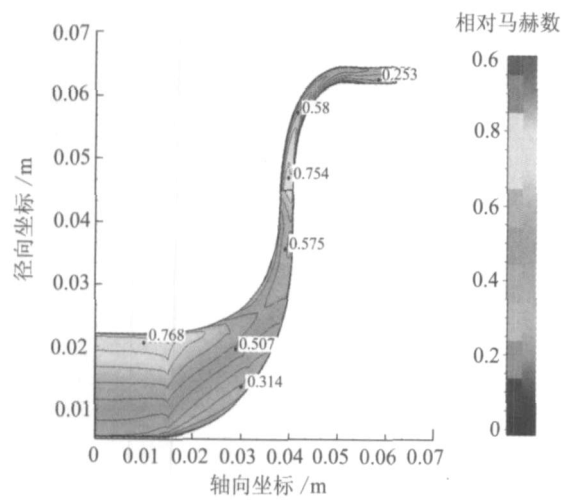


图 19 子午面相对马赫数分布
Fig.19 Relative Mach number distribution on the meridional plane

7 结 论

通过对原 Galvas 离心压气机叶片排损失模型进行适用于现代准三维通流设计技术的改进, 以及对损失模型在通流程序中的调用方法所进行

的研究, 得到了一个准三维的通流损失模型. 该损失模型已经可以在通流程序中成功调用并参与生成压气机叶片几何. 从 CFD 的计算结果看, 该损失模型所输出的损失分布是符合实际的. 另外, 在编码时注意到了损失模型子模块的通用性, 以应用于不同的离心压气机通流设计系统.

参考文献:

[1] Galvas M R. Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed [R]. NASA TN D-6729, 1972.

[2] Galvas M R. Fortran program for calculating total-efficiency-specific-speed characteristics of centrifugal compressors [R]. NASA TM X-2594, 1972.

[3] Mandle R J. Twenty year evolution of the WR2/ WR24 series of small turbojet engines [C]. Aerospace Meeting 770998 . Los Angeles:[s. n.],1977:14-17.

[4] Coppage J E,Dallenbach F,Eichenberger J P,et al. Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems [R]. California: Airesearch Manufacturing. Co. (WADC TR 55-257) , Dec. 1956.

[5] Shepherd D G. Principles of turbomachinery [M]. New York: Macmillan Co. ,1956.

[6] Stanitz J D. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial-and mixed-flow centrifugal compressors [R]. Including Effects of Friction, Heat Transfer, and Area Change , NACA TN 2610, 1952.

[7] Runstadler P W Jr. Pressure recovery performance of straight-channel, single-plane divergence diffusers at high mach numbers [R]. AD-865300 , Oct. 1969.