

文章编号: 1000-8055(2010)02-0443-08

风扇与轴流离心压气机一体化通流设计方法

杨小贺, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 在叶轮机设计的流线曲率法反问题中, 统一了基于圆柱坐标系下流面角 γ, λ 的和流线准法线上流面角的两种叶片力分解方法, 得到了适合于轴流、斜流和离心压气机的动量主控方程. 提出一种双涵道叶轮机的一体化通流反问题方法, 采用分流机匣变位或者涵道比变化这两种自动调整措施. 将流线曲率法应用于双涵道叶轮机加以组合压气机的一体化通流设计. 设计了某双涵道、双转子、轴流离心组合的压缩系统, 用计算流体力学(CFD)方法检验了可行性和适应性. 讨论了轴向速度比的物理意义及在通道自动调整的轴流级通流设计中的应用, 给出相应设计算例.

关 键 词: 叶轮机设计; 流线曲率法; 叶片力; 双涵道叶轮机; 组合压气机; 轴向速度比
中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Integrative design method of fan and axial-centrifugal compressor

YANG Xiao-he, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: Firstly, for the $S_{2,m}$ streamline-curvature approach, the blade force decomposition method using two stream surface angles in the cylinder coordinates was associated with that using one stream surface angle of the computing station quasi-orthogonal to the streamline; then a control momentum equation suitable for axial-, radial- and mixed-flow type compressors was derived. Secondly, an integrative bypass-turbomachine through-flow inverse design method was proposed, which employs either the convergence strategy of automatically re-positioning the splitter or that of re-calculating the bypass ratio. So an integrative design method for the compression system of fan added by an axial-centrifugal compressor was presented. This method has been applied to a two-channel two-shaft system consisting of a two-stage fan, two-stage booster and a centrifugal compressor. The flow fields of first fan stage and the centrifugal impeller were checked by computational fluid dynamics (CFD), demonstrating the operational feasibility and flexibility of this method. Thirdly, the physical significance of the axial velocity ratio and its application in an axial-flowpath self-adjusting inverse problem were discussed. The simpleness and convenience of the axial velocity ratio as a design parameter are showed by another example.

Key words: turbomachine design; streamline-curvature approach; blade force;
bypass turbomachine; axial-centrifugal compressor; axial velocity ratio

在航空燃气涡轮类发动机中, 随着压比的不断提高, 后面级的通道高度越来越小, 如果整个压

气机都采用轴流级, 后面级的效率将会很低. 而轴流离心组合压气机结合了轴流级流道平滑、效率

收稿日期: 2009-01-12; 修订日期: 2009-03-28

基金项目: 北京市教育委员会共建项目(XK100060420)

作者简介: 杨小贺(1984-), 男, 安徽阜南人, 博士生, 主要从事叶轮机械设计研究.

高、适应大进口流量以及离心级适应小流量、稳定工作范围宽广、零件少和可靠性高的优点,在中小流量发动机中得到了广泛使用。此外,为了降低耗油率,普遍使用涡扇发动机。又在叶轮机械设计领域,由于流线曲率法物理概念清晰,编程相对简单,计算迅速,自 60 年代后期至今它一直是设计反问题的重要手段。本文的工作就是将流线曲率法应用到风扇加以轴流离心组合压气机的整体压缩系统,进行一体化的通流设计。

一体化不仅是为缩短设计周期,更重要的是为尽可能实现各压缩部件之间的流场匹配,以提高效率和扩宽稳定性。国内有关资料表明,对于组合压气机的 $S_{2,m}$ 准三维气动设计,如果轴流级和离心级分开设计,则组合压气机实验中离心级的效率会比离心级单独实验的效率低 2~3 个百分点;而如果轴流级与离心级一体化设计,则离心级的实验效率基本保持不变甚至更高。Novak 在 1967 年论述使用流线曲率法设计风扇加高压压气机的压缩系统时提出^[1],带有分流锥和内涵的计算表明,分流锥和内涵压气机靠近风扇时对风扇性能有很大影响,并且得到了实验的验证;事实上,这种影响也并非出乎意料,因为风扇下游的静压梯度有很大改变。综上,对风扇与轴流离心压气机进行一体化设计是非常必要的。

1 组合压气机一体化设计

在圆柱坐标系下,对欧拉方程组进行降维简化,并引入定常假设和轴对称假设,可以得到式(1)的流线曲率法动量主控方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial W_m}{\partial \eta} = \frac{dW_m}{dm} \sin(\sigma - \theta) - \frac{W_m}{r_m} \cos(\sigma - \theta) - \\ \frac{W_u}{r W_m} \frac{\partial C_u r}{\partial \eta} + \frac{1}{W_m} \left(\frac{\partial b}{\partial \eta} - T \frac{\partial s}{\partial \eta} \right) - \frac{1}{W_m} F_\eta \end{aligned} \quad (1)$$

为使主控方程同时适合于轴流和离心压气机,方程中以流线准法线方向 η 为计算站,待求函数是子午速度 W_m 。 ∂/∂ 代表在流面上的偏导数,方程中角度的定义见图 1。 F_η 是叶片力 F 在计算站 η 方向的分量,而叶片力本身是三维的并与 $S_{2,m}$ 流面垂直,因此需要先分解出其全部分量,经合成再投影出 F_η 。Wu C H^[2] 在圆柱坐标系下对叶片力 F 进行分解,结合流面可积性条件得出 F 的径向和轴向分量,从而投影出 F 的计算站方向分量 F_η 。该思想后来轴流压气机的流线曲率法中通过引入径向流面角 γ 和轴向流面角 λ 而形成下面的分解式和投影式

$$\left. \begin{aligned} F_u &= \frac{W_m D(r C_u)}{r \, dm}, \\ F_r &= F_u \frac{r \partial \phi}{\partial r} = F_u \tan \gamma \\ F_z &= F_u \frac{r \partial \phi}{\partial z} = F_u \tan \lambda \\ F_\eta &= F_r \cos \theta - F_z \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

引入 γ 和 λ 之后,流线曲率法方程组不封闭,但 $S_{2,m}$ 是一个光滑连续的空间曲面,满足可积性条件

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\tan \lambda}{r} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\tan \gamma}{r} \right) \quad (3)$$

这样方程组就封闭了。Denton^[3] 定义了流面上流线的准法线与其在子午面上的投影线之间的流面角 ε ,进而由流面角 ε 直接投影出 F 的计算站方向分量 F_η 。Wennerstrom^[4] 除计算了叶片力外,还根据熵增计入了叶片表面黏性力 F_v 的影响。本文认为该理论正确反映事实,但在通流设计通常取用的经验损失的精度量级上可以暂不考虑该黏性力分量的影响。

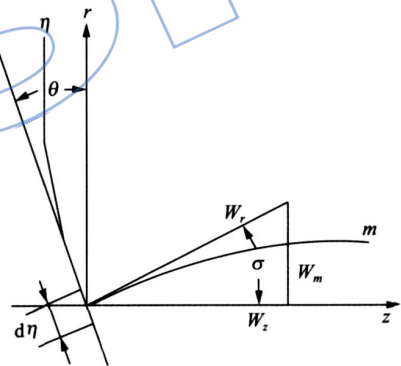


图 1 流线曲率法主控方程角度定义

Fig. 1 Definition of angles in the control equation

由于方程(1)是沿准正交计算站方向 η 和流线方向 m 写出,可积性条件式(3)的 r, z 方向偏导数无法在程序中直接差分,故需将偏导数变换到 η, m 方向。变换采用对复合函数

$$\bar{f} = \bar{f}(r, z) = \bar{f}[r(\eta, m), z(\eta, m)] \quad (4)$$

求导即可实现, $\bar{f}$ 表示流面上的函数。变换后的可积性条件为

$$\begin{aligned} \cos \sigma \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\tan \lambda}{r} \right) + \sin \theta \frac{\partial}{\partial m} \left(\frac{\tan \lambda}{r} \right) = \\ \cos \theta \frac{\partial}{\partial m} \left(\frac{\tan \gamma}{r} \right) - \sin \sigma \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\tan \gamma}{r} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

然而对于离心压气机,因为其计算站之间的轴向增量很小甚至为零,也就是 $\theta \approx \pi/2, \sigma \approx \pi/2$,

使式(3)和(5)的可积性条件均可能出现奇异而不可行,方程组因而不能封闭.这时必须通过其他方式投影出叶片力项.由式(2)有

$$\begin{aligned} F_\eta &= F_r \cos \theta - F_z \sin \theta = F_u \frac{r \partial \phi}{\partial r} \cos \theta - \\ F_u \frac{r \partial \phi}{\partial z} \sin \theta &= F_u \frac{r \partial \phi}{\partial r} \frac{dr}{d\eta} - F_u \frac{r \partial \phi}{\partial z} \left(- \frac{dz}{d\eta} \right) = \\ F_u \frac{r \partial \phi}{\partial \eta} &= F_u \tan \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

式(6)统一了基于圆柱坐标系下流面角 γ, λ 的和基于流线准法线上流面角 ε 的两种叶片力分解方法.离心级的叶片力项可以由各计算点上周向坐标 ϕ 差分求得,而 ϕ 由下式求得

$$\phi = \int_0^m \frac{d\phi}{dm} dm + \phi_0 = \int_0^m \frac{W_u}{r W_m} dm + \phi_0 \quad (7)$$

其中 ϕ_0 是叶片上任选初始位置的周向坐标.这样方程组不需要引入可积性条件就已经封闭可解.为方便,对于轴流叶片,可以指定积迭轴处的周向坐标为 ϕ_0 ,如果积迭轴是径向线, ϕ_0 取 0 即可;对于离心叶片,可以指定叶片出口处的坐标为 ϕ_0 .这种方法省略了可积性条件,事实上,可积性条件(3)等价于

$$\frac{\partial}{\partial r} \frac{r \partial \phi}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{r \partial \phi}{\partial r} \quad \text{即} \quad \frac{\partial^2 \phi}{\partial r \partial z} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial z \partial r} \quad (8)$$

而由式(7)可知,只要通流设计得到的流场合理, W_u 和 W_m 光滑连续,则求解出来的 ϕ 光滑连续,式(8)也就自然满足,即流面可积性条件满足,不需要另引入可积性条件了.显然这种叶片力投影方法也是适合轴流及斜流压气机的.

主控方程(1)的其他项都同时适合轴流、斜流和离心压气机而不需要改变.这样组合压气机便可以通过同一个主控方程进行一体化设计.

2 内外涵一体化设计

Novak 曾在 1967 年率先提出了一种双涵道叶轮机的设计方法^[1]:通过一根滞止于分流机匣唇口的流线分划出内涵与外涵两个单涵道通流问题,对其首先分别通流,并对内外涵交界面的子午流线进行多轮迭代,直到交界面的流线形状和静压值收敛.该方法首先引入了又一层迭代,又当两个通流在交界面上得出不同静压时,则将出现台阶式静压分布.再由于该方法同时固定了分流机匣的位置和涵道比,通常滞止流线将会以一定攻角与机匣唇口连接,流线也不是平滑的而是折向内涵或外涵,使通流不能收敛或不能正常收敛.

单鹏^[5]提出了一种适合小涵道比风扇设计的加质量方法,通过引入一个通流中的加质量流动,一次计算出叶片中弧面、内外涵流道形状和分流机匣的位置.但该方法使用范围有限,不适合进行大涵道比风扇的设计.

现本文发展的一体化方法如图 2 所示.将双涵道叶轮机划分为风扇、内涵和外涵 3 个单涵道通流问题,进行每一场流线迭代时 3 个通流同步进行流线更迭.因各个通流问题均调用同一子程序故编程并不增加复杂度.相应地设置计算站时,在分流机匣唇口处设一站,该站上游为风扇段,下游为内涵段和外涵段.在分流机匣唇口的初始位置处设置两根流线,其在上游的风扇段重合为一根流线,又在分流机匣唇口处分叉,形成为下游外涵段的轮毂和内涵段的机匣.

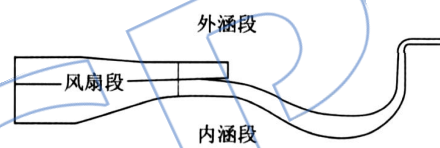


图 2 一体化通流设计方法示意

Fig. 2 Sketch of the integrative through-flow design strategy

设计时,首先对风扇段进行单涵道的通流,这时上述两根重合流线当作一根流线处理.然后对外涵段进行通流.再对增压级以及轴流或者离心高压级进行通流.外涵段和内涵段的进气是风扇段上一轮迭代的排气.

在 3 个通流同步进行流线更迭时,本方法对流线的调整通常采用两种算法.一是固定分流机匣的位置而涵道比变化;另一是固定涵道比而分流机匣变位.当采用固定分流机匣位置算法时,每轮迭代风扇段通流结束后,根据分流机匣唇口所在位置自动计算出一个新的涵道比,进入内涵外涵的流量也随之改变,然后使用新的流量进行内涵段和外涵段的通流.在同步更迭流线时,根据新的涵道比自动更新风扇段的重合流线,使其与分流机匣唇口零攻角相连.在通流收敛后,将得到一个不再改变的涵道比,其对应于固定的分流机匣位置.当采用固定涵道比算法时,3 个通流结束而同步更迭流线之后,按照风扇段重合流线的位置自动调整分流机匣唇口的位置,使两者零攻角相连,内涵段的机匣和外涵段的轮毂也随之径向平移,同时这两段内部的流线也随之进行重新分布,分布原则是新流线在计算站上的相对展高位

置与旧流线的相同.在通流收敛后,将得到一个不再改变的分流机匣位置,其对应于给定的设计涵道比.如果高压压气机含有离心级,建议给定分流机匣位置而计算涵道比,因为分流机匣的变位有可能引起整体光滑机匣上的离心级机匣同时变位,使离心级的通流乃至一体化通流不收敛.

3 轴向速度比的物理意义及其应用

Wennerstrom 在 1971 至 1974 年设计一低轮轂比、叶尖切线速度 457.2 m/s 跨声速高通流能力单级轴流压气机 (HTFC) 时^[67],对叶片排进出口轴向速度之比 α_{vr} 这一参数的选择给出如下观点.有 3 个因素支配着一个多级压气机部件的进出口轴向速度之比 α_{vr} 的大小及其在各级内部的分配.第一,整台多级压气机总的 α_{vr} 小于 1.0,以满足燃烧室进口马赫数不大于 0.4.第二,与相同损失的静子相比,转子能够在更高载荷下工作,这有利于采用转子的 α_{vr} 小于 1 而静子的 α_{vr} 大于 1 的级内部分配.第三,转子的 α_{vr} 的减小,使产生给定扭速所需要的叶型弯度减小 (参见图 3),沿循该事实的结果是,由于转子平均相对马赫数大大高于静子平均绝对马赫数,即转子内的可减速量大,因此低的转子 α_{vr} 使超声速转弯角度变为最小,从而也使一定叶栅稠度下激波损失变为最小.

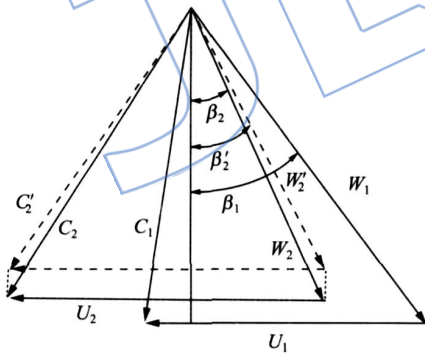


图3 转子轴向速度比的减小,使产生给定扭速所需要的叶型弯度减小

Fig. 3 Smaller the α_{vr} , the less camber turning angle

上述控制转子轴向速度比的思想实际上即控制轴流级反力度的原理.转子基元级在相对坐标系和绝对坐标系下的机械能形式能量方程分别为

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + L_f = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad (9)$$

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + L_f = L_u \quad (10)$$

则基元级的运动反力度为

$$\begin{aligned} \Omega &= \left[\int \frac{dp}{\rho} + L_f \right] \frac{1}{L_u} = \\ &= \left[\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right] \frac{1}{L_u} = \\ &= 1 - \frac{C_{2u}^2 + C_{2u}^2 - (C_{1u}^2 + C_{1u}^2)}{2L_u} = \\ &= 1 - \frac{C_{2u}^2 - C_{1u}^2}{2L_u} + \frac{C_{1u}^2}{2L_u} \left[1 - \left(\frac{C_{2u}}{C_{1u}} \right)^2 \right] = \\ &= 1 - \frac{L_u}{2U_2^2} - \frac{C_{1u}}{U_1} \frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{C_{1u}^2}{2L_u} \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) + \\ &= \frac{C_{1u}^2}{2L_u} \left[1 - \left(\frac{C_{2u}}{C_{1u}} \right)^2 \right] \end{aligned}$$

当 $r_1 = r_2$ 时, $U_1 = U_2 = U$, $C_m = C_z$, 上式简化为

$$\Omega = 1 - \frac{L_u}{2U^2} - \frac{C_{1u}}{U} + \frac{C_{1u}^2}{2L_u} \left[1 - \left(\frac{C_{2u}}{C_{1u}} \right)^2 \right] \quad (11)$$

式(11)表明,加功量 L_u 和轮周速度 U 已选定的条件下,除调整基元级进口预旋 C_{1u} 以外,还可以通过调整转子轴向速度比 $\frac{C_{2u}}{C_{1u}}$ 来改变级反力度.小的转子轴向速度比即大的级反力度,也就是小的转子叶型弯度.

静子基元级机械能形式能量方程为

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} + L_{f,s} = 0 \quad (12)$$

也即

$$\int \frac{dp}{\rho} + \left\{ C_{3u}^2 - C_{2u}^2 - C_{2z}^2 \left[1 - \left(\frac{C_{3z}}{C_{2z}} \right)^2 \right] \right\} + L_{f,s} = 0 \quad (13)$$

在周向分速度确定的条件下,当静子基元级轴向速度比 C_{3z}/C_{2z} 大于 1,即轴向加速时,级静压升下降而气流出口动能增大.因此当静子负荷较大时,使用大于 1 的静子 α_{vr} 可以提高气流动能而防止分离.以上分析也解释了作为第一级的 HTFC 单级的成功设计使用了中间流线上的转子 α_{vr} 值 0.815,静子 α_{vr} 值 1.206 的原因.

综上所述,在轴流压气机设计中,可以采用轴向速度比 α_{vr} 调整反力度以及子午面上的速度分布.在本文发展的通流设计方法中,可以将 α_{vr} 作为一个控制参数,通过它自动调控轮轂或者机匣回反面.

4 轴向速度比调控通道设计算例

图 4 是某型号涡扇发动机改型设计算例的通流初始流线和收敛流线.由于要求保留内涵原型压气机轮轂曲线,因此允许重新设计的有分流机

匣位置和曲线 a, o, b, c 形状. 本例选择了设计曲线 a, o 的位置和曲线 o, b, c 的位置与形状. 设计目的是, 一体化地得到风扇转子叶片坐标, 外涵、内涵风扇静子叶片坐标, 设计涵道比下的合理的分流机匣位置, 以及分流机匣表面曲线坐标. 另外在通流设计时还发现, 原型内涵静子叶根 d 处的凹曲线使得速度很低, 通流不能正常收敛. 事实上这时通流设计得到的 $S_{2,m}$ 流面是不满足流面可积性条件的, 也无法进行叶片造型. 该问题可以通过加大风扇转子根部加功量而部分解决, 但仍不会彻底. 在本设计中选用轴向速度比调控法设计分流机匣内涵曲线, 应同时可以解决该问题.

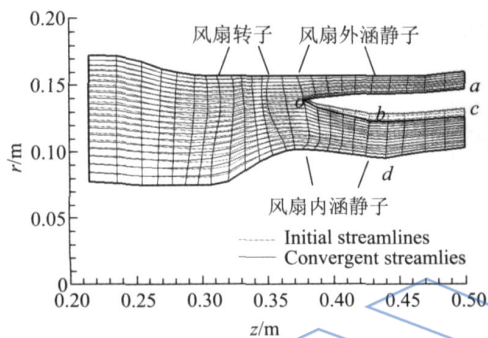


图 4 涵道比调控分流机匣位置和轴向速度比调控分流机匣曲线的通流设计初始流线和收敛流线

Fig. 4 Initial and convergent through-flow streamlines in a bypass ratio controlled splitter position design and an axial velocity ratio controlled splitter annulus curve design

根据轴向速度比原理, 规定了风扇内涵静子的轴向速度比为 $\alpha_{vr} = 1.25$, 通过自动调整内涵分流机匣 o, b, c 的形状来满足该轴向速度比. 调整过程如下. 每一次流线更迭后, 对内涵静子各流管计算质量加权平均的轴向速度比 α'_{avr} . 如果轴向速度比超差, 根据质量守恒, 按 $A = (\alpha'_{avr} / \alpha_{vr}) A'$ 改变内涵静子出口总流通面积为 A , 对本算例来说即改变静子出口处机匣的径向位置, 静子后的机匣也随之径向平移, 然后按照某给定的规律改变静子内部各计算站上机匣的径向位置, 本算例中使用线性规律. 为保证程序的稳定性, 每次改变时需要对新的机匣位置进行松弛. 机匣位置改变后也要进行内部流线的重新分布, 分布原则也是新流线在计算站上的相对展高位置与旧流线的相同. 以上过程均由程序自动完成. 从图 4 可以看出, 首先, 为达到 0.5 的设计涵道比, 分流机匣位

置较其初始位置向下略微平移. 其次, 通过轴向速度比设计了内涵机匣曲线的形状, 使子午流道面积较原型缩小了, 从而消除了低速区. 再则, 图 5 为通流设计收敛后得到的风扇转子和两个静子的 $S_{2,m}$ 流面. 显然此时流面满足可积性条件式 (3) 或式 (8).

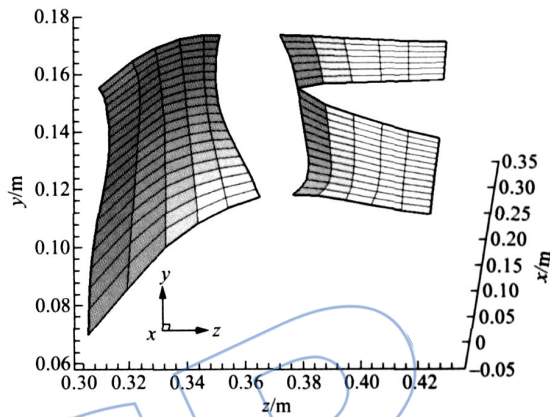


图 5 一体化通流设计的风扇转子和两个静子的 $S_{2,m}$ 流面

Fig. 5 Stream surfaces $S_{2,m}$ of the fan rotor and two stators from the integrative through-flow design

可见, 轴向速度比 α_{vr} 在轴流压气机设计中是一简单有效的设计参数. 转子 α_{vr} 可以调整级反力度, 而静子 α_{vr} 可以控制子午流道形状从而调整流场.

5 一体化设计算例及流场分析

用本文通流方法, 一体化设计了某小推力双转子涡扇发动机的风扇与轴流离心组合压缩系统. 系统由双级风扇, 两级增压级, 和一级离心级高压压气机组成, 其通流设计问题见图 6.

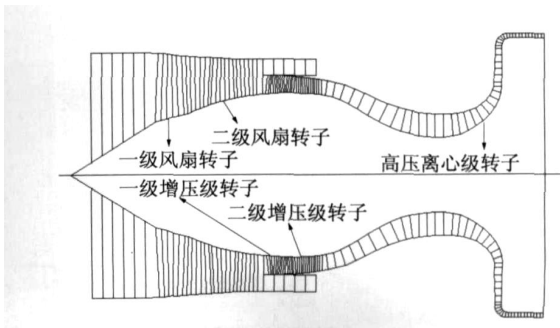


图 6 五级压缩系统通流设计简图

Fig. 6 Through-flow question of the 5-stage integral compression system

5.1 设计参数与设计方法

总体拟定内涵总增压比 12.00,外涵增压比 2.23,风扇流量 6.80 kg/s,设计涵道比 1.16. 压缩系统的前面级流道较宽,这时轴流级效率比离心级的高,同时离心级增压比过高会带来非设计性能变窄,所以应适当加大轴流级总增压比;但从压缩系统总长度考虑,又应尽量加大离心级压比而减少轴流级数.综合该两因素,选择风扇与轴流级总压比 3.494,离心级压比 3.432,含径向与轴向有叶扩压器.由负荷系数平衡的考虑取低压转速 31910 r/min,高压转速 62910 r/min.风扇进口级轮毂比 0.43.

为使本例含有最后级高压离心级的压缩系统一体化通流设计顺利收敛,通流中采用了前述的风扇部件固定分流机匣位置而涵道比变化的算法.轴流叶片造型采用 Frost 和 Wennerstrom 发展的准三维任意中弧线叶型叶片造型方法^[8],离心叶片造型使用本组发展的任意曲面叶型长短叶片造型程序 BSG^[9].在通流设计,落后角卡特模型与内部脱轨角模型求解,叶片造型设计三者之间迭代两轮以上.未涉及强度、振动和颤振方面的校核计算.

5.2 通流设计结果

通流性能达标收敛后得到的涵道比为 1.166.全压缩系统相对马赫数分布如图 7.全部 8 排轴流叶片和 3 排离心级叶片的造型如图 8.

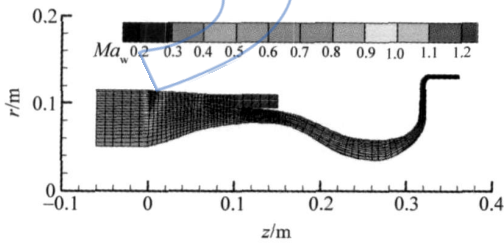


图 7 全压缩系统通流周向平均相对马赫数分布
Fig. 7 Through-flow contours of relative Mach number of the total compression system

轴流级和离心级轴向扩压器的扩散因子 D 分布如图 9.可见,总体而言风扇静子叶根 D 因子相对大些.但除一级风扇转子叶中部分和离心级轴向扩压器的 D 因子高于 0.5 以外,其他各叶片排 D 因子均小于 0.5.而一级风扇转子较大 D 因子靠近叶中,该处流动条件较好即不易导致分离,流场数值模拟也验证了这一点.至于离心级的轴向扩压器,由于其进口马赫数很低,且气流经扩

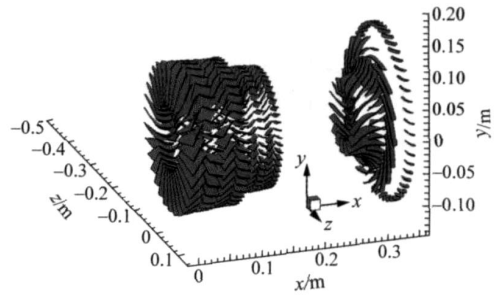


图 8 风扇、增压级和高压压气机的 11 排叶片
Fig. 8 The 11 blade rows of fan,booster and high pressure compressor

压器后进入燃烧室,所以可适当采用较大的 D 因子,允许在叶片后段有一定的分离.图 10 给出了全压缩系统静压沿流线的分布.

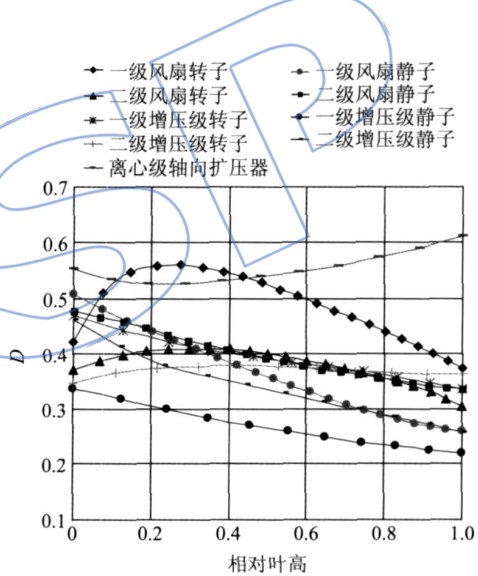


图 9 轴流级和离心级轴向扩压器的 D 因子分布
Fig. 9 Diffusion factors of the axial stages and the axial diffuser of the centrifugal compressor

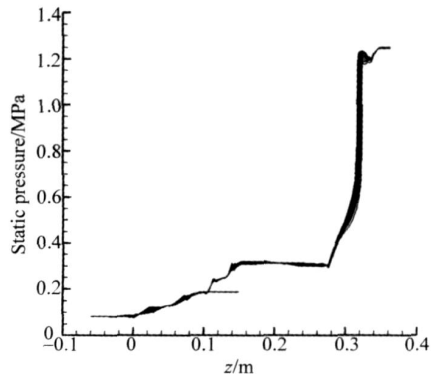


图 10 全压缩系统通流设计静压沿流线分布
Fig. 10 Static pressure through-flow distributions along streamlines of the total compression system

5.3 计算流体力学检验

计算流体力学 (CFD) 数值模拟采用叶轮机械计算能力较强的商用软件 NUMECA, 选用黏性定常条件, 雷诺平均 Navier-Stokes 方程, Spalart-Allmaras 单方程湍流模型. 低压、高压转子均取设计状态. 以第一级风扇以及离心叶轮为例, CFD 模拟得到的流场见图 11 和图 12, 模拟的性能见表 1.

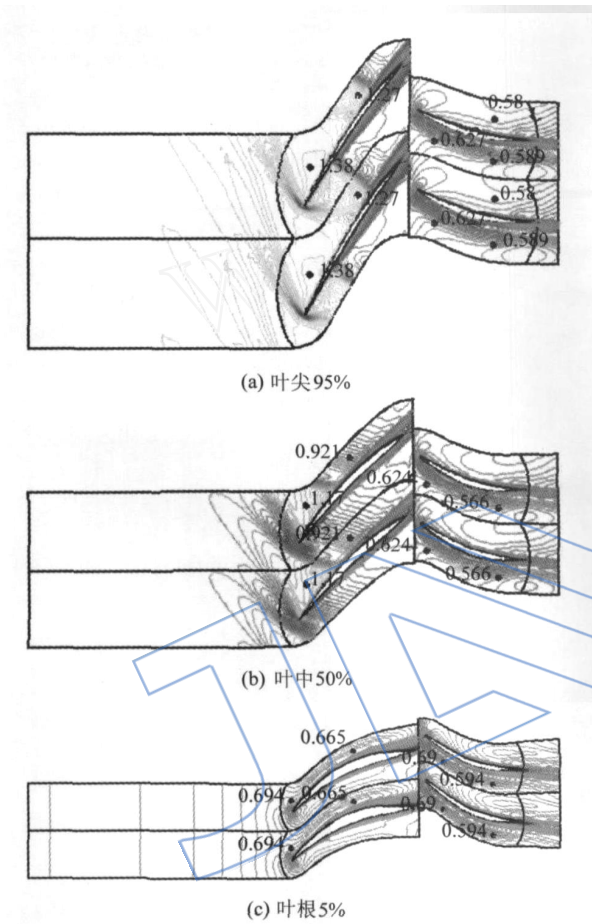


图 11 一级风扇相对马赫数分布
Fig. 11 Contours of relative Mach number of the first stage fan

表 1 一级风扇性能和离心转子性能的设计值与 CFD 值

	一级风扇		离心转子	
	通流设计值	CFD 值	通流设计值	CFD 值
流量/(kg/s)	6.8000	6.63598	3.1393	3.1051
增压比	1.5685	1.52705	4.000	3.9189
绝热效率	0.8655	0.86355	0.920	0.9171

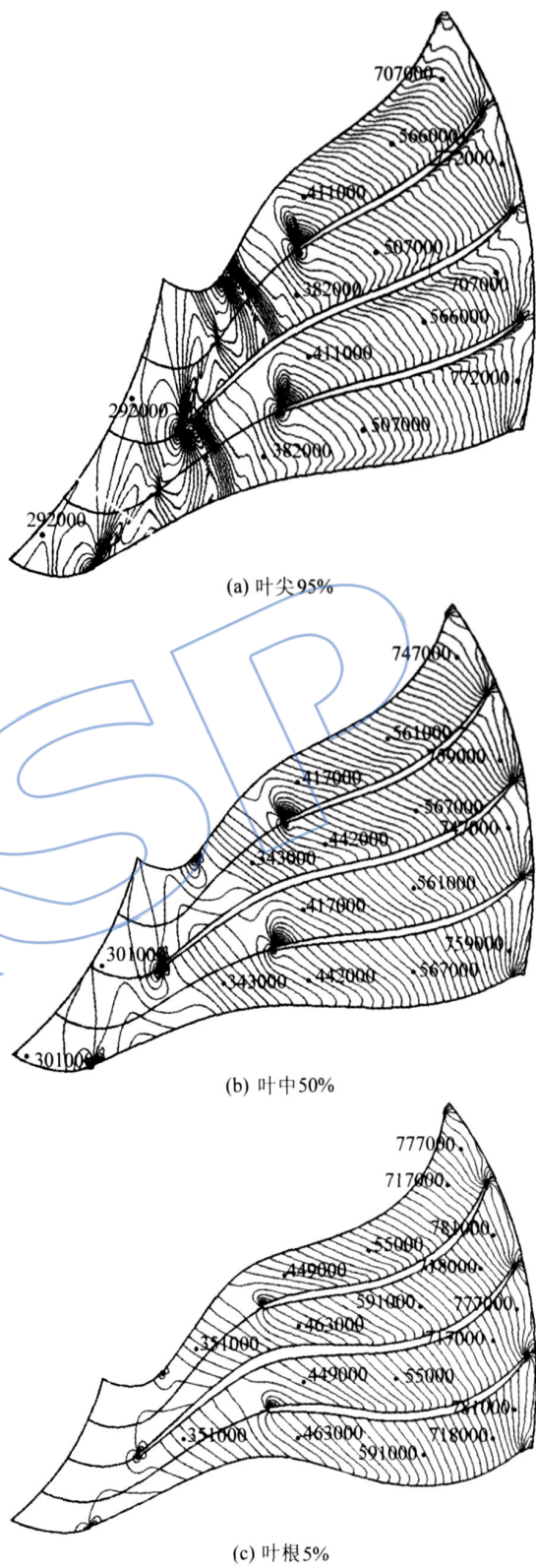


图 12 离心叶轮静压分布
Fig. 12 Contours of static pressure of the centrifugal impeller

从数值模拟结果看,设计基本满足指标要求,风扇尖部,中部与根部的分离区较小,离心叶轮通道内静压增加过程相当均匀.目前结果的流量稍

偏低,在进一步设计时需要重复通流、造型和CFD之间的迭代,以全面满足设计指标.本例说明本文的一体化方法是适合双涵道压缩系统的设计和双涵道加以组合压气机系统的设计的.

6 结 论

1) 对风扇/压气机或组合压气机进行一体化设计,可以缩短设计周期并保证压气机各部件之间的流场匹配.

2) 本文推导了两种叶片力项的计算方法的联系,使轴流、斜流和离心压气机可以通过同一个流线曲率法动量主控方程进行一体化设计.

3) 将双涵道分成风扇段、内涵段和外涵段三部分分别通流,然后统一更迭流线,实现了风扇与压气机的一体化设计.

4) 轴向速度比作为一个轴流压气机的设计参数,可用以控制级反力度,并通过自动设计机匣轮毂曲线而调整子午面上速度分布.

参考文献:

- [1] Novak R A. Streamline curvature computing procedures for fluid-flow problems [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1967, 89: 478-490.
- [2] Wu C H. A general through flow theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types [R]. NACA-TN-2604, 1952.
- [3] Denton J D. Throughflow calculation for transonic axial flow turbines [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1985, 89: 212-218.
- [4] Wenerstrom A J. Design of highly loaded axial-flow fans and compressors [M]. Vermont, USA: Concepts ETI Inc., 2000.
- [5] SHAN Peng. A mass addition approach to the bypass turbomachine through flow inverse design problem [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, 22: 1921-1925.
- [6] Wennerstrom A J, Frost G R. Design of a 1500 ft/sec, transonic, high-through-flow, single-stage axial-flow compressor with low hub/tip ratio [R]. AFARL-TR-76-59, AD-B016386, 1976.
- [7] Wennerstrom A J, Derose R D, Law C W. Investigation of a 1500 ft/sec, transonic, high-through-flow, single-stage axial-flow compressor with low hub/tip ratio [R]. AFARL-TR-76-92, ADB016506, 1976.
- [8] Frost G R, Wennerstrom A J. The design of axial compressor airfoils using arbitrary camber lines [R]. ARL-73-0107, AD-756165, 1973.
- [9] 王琦, 单鹏. 径流及斜流压气机任意曲面叶型长短叶片的造型设计方法[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(4): 747-753.
WANG Qi, SHAN Peng. Design of radial flow and mixed flow compressor rotor splitter-blades [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(4): 747-753. (in Chinese)