

间隙对半开式离心叶轮性能 影响的理论预测*

楚武利 刘志伟

(西北工业大学航空动力与热力工程系, 西安, 710072)

摘 要: 推导了半开式离心叶轮间隙流动所产生的力及引起的损失, 建立了相应的压力损失及效率随间隙变化的模型。在小型试验台上对间隙影响进行了实验研究, 得出了间隙对压力、效率的影响规律。实验结果与理论预测相符。

主题词: 涡轮喷气发动机, 离心式压缩机, 叶轮, 间隙, 漏泄, 能量损失

分类号: V235.113

THEORETICAL PREDICTION OF TIP CLEARANCE EFFECT ON PERFORMANCE OF CENTRIFUGAL IMPELLER

Chu Wuli Liu Zhiwei

(Dept. of Aeroengine, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an, 710072)

Abstract: The flow loss resulted from the tip clearance of half-shrouded centrifugal impeller was deduced. The model of the efficiency drop and pressure loss versus the tip clearance was established. The gap effect was tested and the rules of the effect were obtained. The test results are in agreement with the theoretical prediction.

Subject terms: Turbojet engine, Centrifugal compressor, Impeller, Gap, Leakage, Energy loss

1 引 言

半开式离心叶轮具有高强度、高压比的特点。但由于间隙的存在, 产生了其它附加损失, 恶化了压气机的性能。间隙的泄漏流动改变了叶轮中的流动状况, 导致了流动损失^[1~4]。

本文将半开式叶轮与闭式叶轮比较, 在文献 [4] 工作的基础上, 对泄漏的模型特别是间隙速度方向变化引起的力及损失重新进行了推导, 使该模型的物理意义进一步明确。通过对间隙中流动的分析, 从流动机理来建立损失预测模型, 并将理论预测结果与实验结果相比较, 得出间隙及其它参数对性能的影响。

2 理论预测模型

2.1 泄漏产生的附加力

半开式离心叶轮中的流动如图 1, 在叶片通道内, 从压力面向吸力面, 速度逐渐增加, 压力逐渐减小。由于压力面和吸力面的速度不同, 当流体微团发生泄漏时, 其动量变化产生附

* 收稿日期: 1998-04-06, 修回日期: 1998-08-10, 本课题系航空基金资助项目

加力。取图 1 所示的微元体,微元体的高度等于叶片间隙高度 c ,宽度等于叶片厚度 δ ,长度沿叶片方向为 dl ,微元体的质量为 $dM = \rho c \delta dl$,根据动量定理,微元体所受的力为

$$dF_1 = dM \cdot dc/dt = dq \cdot (\omega_s - \omega_p)$$

式中 dq 为泄漏流量, ω_s , ω_p 分别为叶片吸力面及压力面的相对速度。

2.2 泄漏速度方向变化产生的附加力

泄漏速度垂直于叶片表面,由于叶轮的旋转,在绝对坐标系中,泄漏速度的方向发生变化,引起动量变化产生附加力。根据动量定理,该附加力的大小为:

$$dF_2 = dM \cdot dv/dt = \rho c \delta \cdot dl \cdot v d\vartheta/dt = \rho c \delta \cdot dl v \omega = dq \omega \delta$$

由此可见,泄漏速度方向变化所产生的力与泄漏量的大小、叶轮角速度及叶片厚度有关。泄漏产生的总的力为 dF_1 和 dF_2 的矢量和,由于 dF_1 和 dF_2 的方向相同,均为沿叶片切线方向,所以泄漏引起的力为:

$$dF = dF_1 + dF_2 = dq(\omega_s - \omega_p) + dq \omega \delta$$

2.3 泄漏量 dq 的确定

通过叶片的泄漏速度为:

$$v = \sqrt{2(p_p - p_s)/\rho} = \sqrt{2\bar{\omega}(\omega_s - \omega_p)}$$

式中 $\bar{\omega}$, ω_s 及 ω_p 分别为理想流动状况下气流的平均相对速度、吸力面及压力面的相对速度。当叶片顶部有间隙存在时,其压差小于无间隙时的压差。参照孔板的流动情况,压力的亏损为 $(2\alpha - 1)c(p_p - p_s)$ 。 α 为收缩因子,其大小与间隙处的具体几何形状有关,根据大量的实验结果,其值在 0.6 ~ 0.8 之间; c 为间隙大小; $(p_p - p_s)$ 为未扰动的压差。这样叶片的有效负荷宽度为 $b - (2\alpha - 1)c$ 。当流量一定时,按有效工作宽度计算,叶轮中主流速度增加:

$$\bar{\omega}/\bar{\omega}_0 = b/[b - (2\alpha - 1)c] = 1/\sigma$$

式中 $\bar{\omega}$ 和 $\bar{\omega}_0$ 分别表示间隙为 c 和 0 时的主流平均速度, σ 为有效宽度系数。叶片单位长度上的泄漏量为: $dq/dl = \alpha c \rho v$ 。

和闭式叶轮比较,当间隙存在时,叶轮的流量减小,从而引起叶轮输入功的减小,闭式叶轮的功输入系数为: $\Psi_i/2 = k - \phi \cdot \text{ctg}(\beta_{b_2})$ 。式中 k 为滑移系数, ϕ 为流量系数,当间隙变化仅引起流量系数变化时,则其功输入系数的变化为:

$$\Delta\Psi_i/2 \cdot \Delta\lambda_2 = - (2\alpha - 1)\phi \cdot \text{ctg}(\beta_{b_2})$$

2.4 泄漏产生的压力损失

近似认为泄漏所引起的能量损失等于泄漏产生的力与轮盖处平均速度的乘积,并将能量损失与叶轮中的压力损失相关联,得

$$Q p_{L_1} = z \int_{m_1}^{m_2} \alpha c \rho v^2 \left(\frac{v}{2\sigma} + \frac{\bar{\omega}}{v} \omega \delta \right) \frac{dm}{\sin(\beta_b)}$$

式中 $\frac{dm}{\sin\beta_b} = dl$, z 为叶片数, p_{L_1} 为泄漏产生的压力损失, Q 为叶轮的流量,将压力损失,流量及间隙分别用相应的系数表示:

$$p_{L_1}/\rho = \Psi_{L_1} \cdot u^2/2, \quad Q = \phi \cdot u \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2, \quad \lambda = c/b_2$$

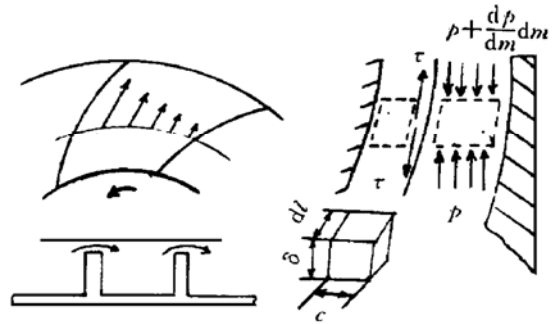


Fig. 1 Model of the flow at the clearance

则压力损失系数为:

$$\Psi_{L_1} = \frac{z}{\rho_2 \pi r_2 \phi} \int_{m_1}^{m_2} \frac{\rho \alpha \lambda}{\sin \beta_b} \left(\frac{v}{u} \right)^2 \left(\frac{v}{2u} + \frac{\bar{w}_0}{\sigma v} \cdot \frac{\omega \delta}{u} \right) dm$$

2.5 子午面内间隙中气流的流动

子午面内气流在间隙中的运动要满足力的平衡关系,通常叶轮旋转在间隙处产生的压力梯度,大于间隙内气流切向运动产生的离心力,多余的部分要由剪切力来平衡;微元体受力为离心惯性力 dF_c ,子午流线方向压力 $\partial p / \partial m$,及剪切应力 τ ,根据力的平衡方程得

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial m} dm \cdot c \cdot ds + dF_c + \tau dm \cdot ds = 0$$

如果间隙中气流的周向速度等于叶轮中气流的周向速度,则离心力所平衡的压力为:

$$dF_c = dM \cdot \frac{1}{r} [r\omega - w \cdot \cos \beta]^2 \frac{dr}{dm}$$

子午方向的压力梯度可根据相对运动的伯努利方程沿子午方向求导得到,将损失用损失系数来表示: $q = \xi w^2 / 2$, 则 $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial m} = \omega^2 r \frac{dr}{dm} - (1 + \xi) w \frac{dw}{dm}$

剪切应力的大小为: $\tau = c \cdot \left[\frac{dp}{dm} - \rho \frac{1}{r} (r\omega - w \cdot \cos \beta)^2 \frac{dr}{dm} \right]$

由此引起的能量损失的平衡方程为: $Q = \frac{dp_{L_2}}{dm} = 2\pi r \tau w \cdot \sin \beta$

沿轮盖积分此方程可得出压力损失系数:

$$\Psi_{L_2} = \frac{2}{r\phi} \int_{m_1}^{m_2} \frac{\rho}{\rho_2} r \lambda \frac{w_0}{\sigma u} \sin \beta \left[- (1 + \xi) \frac{w_0}{\sigma u^2} \frac{d(\frac{w_0}{\sigma})}{dm} + \frac{2\omega w_0 \cos \beta}{\sigma u^2} \frac{dr}{dm} - \frac{w_0^2}{\sigma^2 u^2 r} \cos^2 \beta \frac{dr}{dm} \right] dm$$

2.6 有效流动面积减少引起的损失

由于间隙内泄漏流动和二次流的相互干扰,使得有效流动面积减小,二次流从叶片压力面向吸力面流动,而泄漏流动在一个通道内从吸力面指向压力面,从而使一部分流体向通道中流动,由此产生对流道的阻塞,该部分的损失直接应用文献 [4] 的损失模型,仅对损失系数部分作了调整:

$$\Psi_{L_3} = \frac{2}{r_2 \phi} \int_{m_1}^{m_2} \frac{\rho}{\rho_2} r \lambda \frac{w_0}{\sigma u} \sin \beta \left[- 2\alpha (1 + \xi) \frac{w_0}{\sigma u} \left(\frac{1}{\sigma u} \frac{dw_0}{dm} - \frac{w_0}{\sigma^2 u} \frac{d\sigma}{dm} \right) \right] dm$$

间隙引起的总的损失为上述三种损失之和: $\phi_L = \Psi_{L_1} + \phi_{L_2} + \phi_{L_3}$

2.7 性能预测方法

间隙既影响了压力系数 ϕ ,同时又降低了叶轮的功输入系数 ϕ_i ,对效率及压力升高的影响是两者综合影响的结果: $\Psi_0 - \Psi = \Psi_{i_0} - \Psi_i - (\Psi_{h_0} - \Psi_h) + \Psi_L$

$$\eta = 1 - (\Psi_h + \Psi_L) / \Psi_i \quad \eta_0 = 1 - (\phi_{h_0} / \phi_i)$$

效率由顶部间隙的影响为:

$$\frac{\eta_0 - \eta}{\lambda_2} = \frac{\Psi_L}{\Psi_i \lambda_2} - \frac{\Psi_{h_0} - \phi_h}{\Psi_i \lambda_2} + (1 - \eta_0) \frac{\Psi_{i_0} - \Psi_i}{\Psi_i \lambda_2}$$

式中 ϕ_h 为水力压力损失,对闭式叶轮同样存在,下标 0 表示 0 间隙下的值。

3 理论预测与实验结果的比较

在一小型压气机试验台上对间隙流动进行了测量,叶轮与轮盖间隙可通过改变支架上的

垫片厚度来调节。为保证运行的安全性,实验时,最小间隙控制为 1 mm。调节时,每次增加 0.5 mm,最大间隙为 2.5 mm。离心压气机转速为 2 800 r/min,叶轮外径为 200 mm,叶片数为 14,叶轮为后弯型,单圆弧叶片。流量采用进口集流器方法测量,用压力扫描阀及数据采集系统对压力信号进行采集,功率的测量采用电测法,通过测量电机的输入功率及电机效率得出。

3.1 间隙对效率和压力的影响

间隙对效率和压力的影响见图 2 和图 3。图中横坐标为间隙与叶轮出口宽度之比,纵坐标分别为效率下降值和压力的变化。将流量作为参变量,图中带符号的表示实验值,点画线及虚线表示理论预测值。从图中可看出,随着间隙的增加,效率下降和压力降低值增加,理论和实验均给出了这一趋势。另外,间隙一定时,流量减小,效率的下降减弱。其原因是在上述流量范围内,流量减小,叶片负荷减小,因而泄漏速度及泄漏流量减小,泄漏损失减小。理论预测与实验结果的吻合较好。间隙一定时,流量增加,压力损失增加,实验结果及理论预测符合较好。间隙增加后,压力降低值增加主要是由于间隙引起的损失增加以及间隙引起叶轮做功的减小。

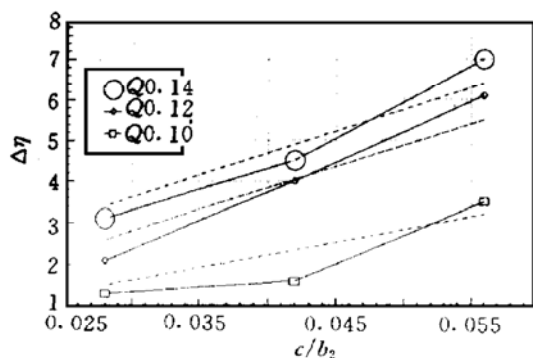


Fig. 2 The effect of the tip clearance on compressor efficiency

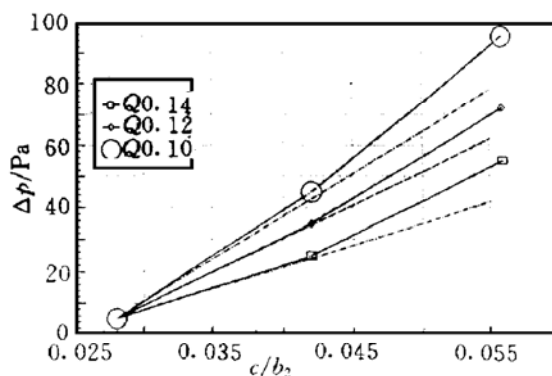


Fig. 3 The effect of the tip clearance on pressure

3.2 理论预测结果与实验结果的比较

文献 [4] 对一闭式及半开式叶轮进行了详细的实验研究,叶轮的外径为 154 mm,进口处的外径及内径分别为 86 mm 及 32 mm,叶轮叶片出口高度为 8 mm,叶片数为 14,文中给出了效率随间隙及流量的变化情况,本文对该装置的结果进行了预测,其结果如图 4,图中带符号的线表示文献 [4] 的实验值,点划线及虚线表示理论预测值,从图中可看出,大流量下,两者符合较好,当流量较小时,差别较大,这主要是由于小流量时,冲击损失较大,冲击损失与泄漏损失互相干扰,而本文的模型并没有考虑这些因素。

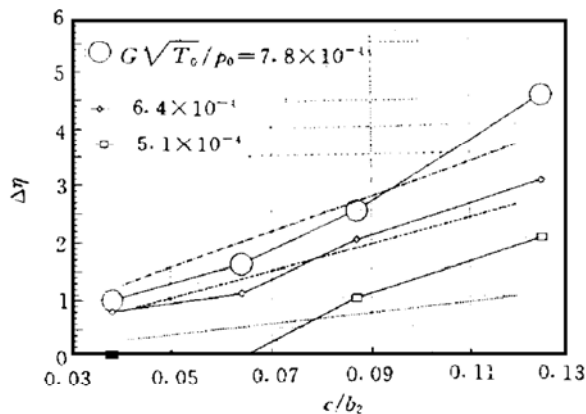


Fig. 4 The effect of the tip change on efficiency

4 结 论

总结进口处环腔气流主流存在流动的不同进气角度的倾斜圆管内换热系数研究表明：(1) 三种进气角度管内雷诺数 Re_h 越大，管内换热增强越强。(2) 同一进气角度的倾斜圆管进口区换热增强区域不同。在 $8.0 \geq x/d > 4.0$ 的区域换热增强基本一致。(3) 不同进气角度的倾斜圆管孔进口 $4.0 \geq x/d > 0$ 在相同区域的局部换热增强系数亦表现出较大差别。在 $8.0 \geq x/d > 4.0$ 的区域换热增强基本一致。孔进口区对换热增强的影响要持续到 $x/d = 6.0$ 处。(4) 三种结构的倾斜圆管总平均换热系数差别较小，说明不同进气角度主要影响了局部换热增强系数分布。该结果不仅可为多斜孔壁设计时采用何种小孔进气方式提供依据，而且可为具有上述流动特征孔进口区换热研究增添些新内容。

参 考 文 献

- 1 Mongia H C, Reider S B. Allison combustion research and development activities. AIAA-85-1402
- 2 Rohsenow W M Ed. Handbook of heat transfer fundamentals. (Second Edition) Mc Graw-Hill Book Company, 1985.
- 3 Andrews G E, Alikhanpadeh M. Small diameter film cooling holes: wall convection heat transfer. ASME 86-GT-225
- 4 林宇震. 燃烧室多斜孔壁气膜冷却研究: [学位论文]. 北京航空航天大学, 1997.
- 5 Kays W M, Crawford M E. Convective heat and mass transfer. Mc Graw-Hill Book Company, 1980.

(上接第 49 页)

4 结 论

(1) 本文从流动机理入手，推导出了间隙对半开式离心叶轮性能影响的关系式，使损失模型的物理概念更加清晰，并在文献 [4] 工作的基础上，建立了损失及效率的预测模型。

(2) 对半开式离心式叶轮性能随间隙的变化进行了详细的实验研究，得出了效率及压力随间隙的变化情况，并与理论预测进行比较，符合情况较好，另外还与文献 [4] 的实验结果进行了比较，验证了本模型预测的可靠性。

(3) 间隙随效率之间的变化关系与压气机的运转条件有关，间隙越大，效率下降越多，压力的下降也越大。间隙对压力的影响通过两种形式体现，一是通过间隙充动产生压力损失，二是间隙流动减小了叶轮的输入功。

参 考 文 献

- 1 Lakshminarayana B, Pandya A. Tip clearance flow in a compressor rotor passage at design and off-design conditions. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106 (7)
- 2 Pampreen R C. Small turbomachinery compressor and fan aerodynamics. ASME Journal of Engineering for Power, 1973, 95 (7)
- 3 Mashimo T, Ariga I. Effects of fluid leakage on performance of a centrifugal compressor. ASME Journal of Engineering for Power, 1979, 101 (7)
- 4 Senoo Y, Ishida M. Pressure loss due to the tip clearance of impeller blades in centrifugal and axial blowers. ASME Journal of Engineering for Power, 1986, 108 (1)