

计算跨音速透平叶栅极限进气角的方法

茅声阁(哈尔滨汽轮机厂)

〔提要〕 本文提出了一个计算跨音速透平叶栅的极限进气角的方法。该法以叶栅的相对极限环量为根据。用本法计算得到的极限进气角和实验结果吻合较好。

主题词 汽轮机 跨音速叶栅 计算方法

在进行跨音速透平平面叶栅吹风试验时,我们发现,当叶栅进气角大于叶栅几何进气角时,叶栅的损失系数增加。当负攻角增到一定程度时,叶栅损失系数就急剧增加。这种情况对大功率汽轮机末级动叶的顶部叶栅表现得尤为突出。这类叶栅的特点是:流动是跨音速的,进气角 $\beta_1 = 156 \sim 162^\circ$, 叶栅相对节距 $\bar{t} = 1.0$ 左右。往往这类叶栅的负攻角 $i = -2 \sim -4^\circ$ 时,损失系数就可能成倍增长。

进一步的研究表明,产生这种情况的原因是:在正常情况下,叶栅流动的喉部位于叶栅出气边尾缘处。而当负攻角达到一定值时,喉部就移到了叶栅前缘和相临叶片的滞止流线之间。喉部前移,改变了叶栅内部的流动状况,使损失系数剧增。

试验和流场计算的结果都表明,当进气角不断增大时,进口马赫数 Mw_1 也随着增加。图1为某个型线叶栅的进口马赫数 Mw_1 和进气角 β_1 的关系曲线。文献[1]也给出了类似的结果。我们定义:当叶栅进气边上产生音速时的进口气流角称为极限进气角 β_{1xp} 。这表

〔编者按〕 大功率汽轮机的发展有赖于采用先进的叶型设计方法和改善汽轮机通流部分,特别是其低压段末几级动叶的气动性能。从七十年代伊始,国际涡轮机学界和世界各大公司对此给予了极大关注,集中力量开展了以超、跨音速湿蒸汽双相流动为特征的,计算机程序化的准三元和三元流设计方法的研究,并已取得一定的理论和试验研究成果。近十年来,随着我国大功率汽轮机研制工作的开展,国内涡轮机学界和有关厂所相继对跨音速透平叶栅设计问题进行了理论和试验研究。本期发表的《计算跨音速透平叶栅极限进气角的方法》及其讨论二文,从不同角度就透平叶栅优化设计中极限角 β_{1xp} 的计算方法以及跨音速叶栅稳定工作带的范围选择问题作了探讨,观点迥异,各有千秋。欢迎有兴致的读者来稿参加讨论,本刊将辟专栏发表之。

收稿时间:1989-10-20

明当进口气流角达到 β_{1kp} 时, 叶栅的最小截面已由尾缘处移到了叶栅前缘和相临叶片的滞止流线之间了。

文献[1] 和哈尔滨汽轮机厂的试验结果都表明, 当叶栅的进口气流角 β_1 大于极限进气角 β_{1kp} 时, 损失就急剧增加。因此在设计跨音速叶栅时, 要确保叶栅有足够大的极限进气角, 以保证叶栅运行时, 当因某种原因 $\beta_1 > \beta_{1设计}$ 时, 进气角 β_1 仍然小于极限进气角 β_{1kp} 。当跨音速叶栅设计完成后, 如何知道它的极限进气角, 是本文要讨论的主要内容。

一、极限进气角的近似确定

文献[1] 给出了一个极限进气角的近似确定方法(图2): 这是一种作图法。其基本方法是当 β_1 增加到使 $A_1 = A^*$ 时, 此时的进气角 β_1 即为极限进气角 β_{1kp} 。此法是很近似的, 因为由于环量的影响, 叶栅上、下游的滞止流线不是直线而是弯曲的[2], 因而难于准确找出对应 $A_1 = A^*$ 时的气流角 β_1 的值。下面我们介绍一种考虑叶栅环量变化后极限进气角 β_{1kp} 的计算方法。

二、考虑叶栅环量变化时叶栅极限进气角 β_{1kp} 的计算方法

设有一平面叶栅(图3), 节距为 t 。在该平面叶栅中有一控制体 $efgh$ 。在平面叶栅位流的条件下, 绕叶型周线 L 的环量 Γ 应等于绕该控制体周线的环量:

$$\Gamma = \oint_L w(s) ds = t w_2 \sin \alpha_2 - t w_1 \sin \alpha_1 \quad (1)$$

环量 Γ 的量纲为 $[m^2/s]$ 。式(1)两端分别被 $a^* t$ 除 (a^* —气流的临界速度, t —节距), 可得无因次环量 $\bar{\Gamma}$:

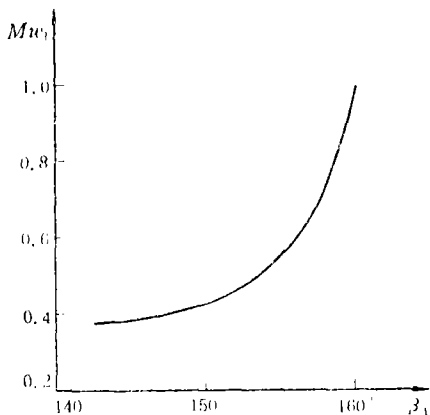


图1 跨音速叶栅进口马赫数和进口角间的关系

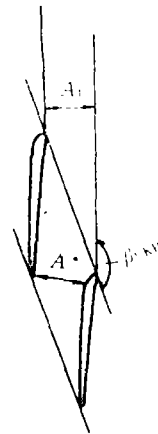


图2 极限进气角 β_{1kp} 的近似确定法

$$\bar{\Gamma} = \frac{\Gamma}{a^* t} = \lambda_2 \sin \alpha_2 - \lambda_1 \sin \alpha_1 \quad (2)$$

根据极限进气角的定义, 当叶栅的进口气流角 $\beta_1 = \beta_{1\text{KP}}$ 时, 进口气流的无因次速度 $\lambda_1 = w_1/a^* = 1$ 。此时对应的无因次环量为极限无因次环量 $\bar{\Gamma}_{\text{KP}}$ 。

$$\text{故} \quad \bar{\Gamma}_{\text{KP}} = \frac{\Gamma_{\text{KP}}}{a^* t} = \lambda_2 \sin \alpha_2 - \sin \alpha_{1\text{KP}} \quad (3)$$

$$\text{式中:} \quad \alpha_{1\text{KP}} = \beta_{1\text{KP}} - 90^\circ \quad (4)$$

$$\text{或:} \quad \alpha_{1\text{KP}} = \arcsin(\lambda_2 \sin \alpha_2 - \bar{\Gamma}_{\text{KP}}) \quad (5)$$

考虑到:

$$\alpha_2 = 90^\circ - \beta_2$$

式中: β_2 —— 叶栅出口气流角

故式 (5) 可写为:

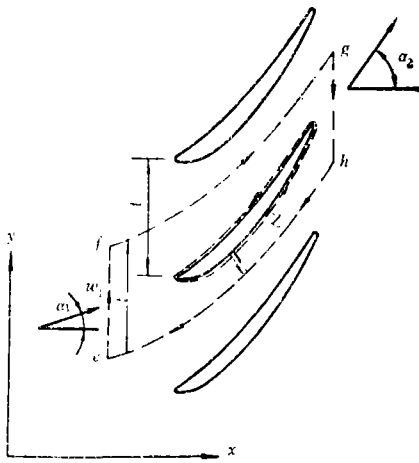


图3 平面叶栅

$$\beta_{1\text{KP}} = \arcsin[\lambda_2 \sin(90^\circ - \beta_2) - \bar{\Gamma}_{\text{KP}}] + 90^\circ \quad (6)$$

由连续方程知:

$$\rho_2 \omega_2 \sin \beta_2 = \rho_{2j} \omega_{2j} \sin \beta_{2j}$$

或

$$q_2 \sin \beta_2 = q_{2j} \sin \beta_{2j} \quad (7)$$

式中, 下标 j 表示喉部截面。由于在喉部产生音速, 故 $q_{2j} = 1$ 。由几何出气角 β_{2j} 的定义可知:

$$\sin \beta_{2j} = A^* + r_2/t \quad (8)$$

式中:

A^* —— 喉宽

r_2 —— 出气边小圆半径

故得:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{A^* + r_2}{q_2 t}\right) \quad (9)$$

因此最后可得:

$$\beta_{1\text{KP}} = \arcsin\left\{\lambda_2 \sin\left[90^\circ - \arcsin\left(\frac{A^* + r_2}{q_2 t}\right)\right] - \bar{\Gamma}_{\text{KP}}\right\} + 90^\circ \quad (10)$$

公式 (10) 可用来计算叶栅的极限进气角 $\beta_{1\text{KP}}$ 。式中, 除 $\bar{\Gamma}_{\text{KP}}$ 外, 其余参数都是已知

的。无因次环量 $\overline{\Gamma}_{kp}$ ，可用数值试验求得。

三、无因次极限环量 $\overline{\Gamma}_{kp}$ 的确定

根据极限进气角 β_{1kp} 的定义，我们应用跨音速流场计算程序，对不同叶栅的不同工况，进行了极限进气角的计算。在此之前，首先，用实验结果考核了该程序计算结果的准确性。考核结果如表1。

表 1

叶 栅	β_{1kp} 计算值	β_{1kp} 实验值
哈尔滨汽轮机厂的叶栅	162.8°	162.7 (取自哈汽厂试验)
文献[1]的叶栅	159.8	159.5 (取自文献[1])

考核结果证明，采用跨音速流场计算程序得到的极限进气角(β_{1kp})计算，具有足够的精度。因此，我们可以用该程序进行数值试验，以求得不同叶栅在不同工况下的极限进气角。

被进行数值试验的叶栅有五套，它们都是由长叶片顶部叶型组成的平面叶栅：由 GE公司 850mm叶片的顶部叶型组成的平面叶栅，北京重型电机厂 851mm叶片的顶部叶型组成的平面叶栅，其余三个为哈尔滨汽轮机厂使用的长叶片顶部型线组成的平面叶栅。

计算结果表明，叶栅的极限相对环量 $\overline{\Gamma}_{kp}$ 和叶型安装角 β_y ，和叶栅的出口气流速度 λ_2 有关，而和叶栅的节距 t 以及叶型相关较弱。因此我们对同一个叶型，在不同安装角 β_y 和不同的出口速度 λ_2 下计算得到了它们的相对环量 $\overline{\Gamma}_{kp}$ ，其结果如表2所示。

表 2

$\lambda_2 = 1.30$		$\lambda_2 = 1.381$		$\lambda_2 = 1.44$	
β_y	$\overline{\Gamma}_{kp}$	β_y	$\overline{\Gamma}_{kp}$	β_y	$\overline{\Gamma}_{kp}$
16°	0.2789	16°	0.3478	16°	0.429
19°	0.2700	19°	0.3322	19°	0.3890
20.5°	0.2664	20.5°	0.3292	20.5°	0.3710
23°	0.2371	23°	0.2890	23°	0.3248

使用文献[4]提供的方法，将表2所得的结果，拟合成下列公式：

$$\overline{\Gamma}_{kp} = \beta_y^3(A\lambda_2^2 + B\lambda_2 + C) + \beta_y^2(D\lambda_2^2 + E\lambda_2 + F) + \beta_y(G\lambda_2^2 + H\lambda_2 + I) + (J\lambda_2^2 + K\lambda_2 + L) \tag{11}$$

式中:

$$\begin{aligned}
 A &= 0.062\ 481, & B &= -0.170\ 656, & C &= 0.115\ 909 \\
 D &= -3.570\ 745, & E &= 9.754\ 971, & F &= -6.627\ 370 \\
 G &= 66.636\ 785, & H &= -182.148\ 758, & I &= 123.812\ 826 \\
 J &= -404.296\ 754, & K &= 1107.036\ 088, & L &= -753.343\ 733
 \end{aligned}$$

四、理论的验证

公式 (11) 和 (10) 提供了计算一个已知叶栅的极限进气角 β_{1kp} 的方法。为了考核该方法的正确性, 我们用上述两式计算了不同叶栅在不同工况下的 β_{1kp} 值, 其结果如表3。

表 3

叶栅代号	安装角 B_y	出口速度 λ_2	数值试验结果		按本法所得的结果		$\Delta\beta_{kp} = (\beta_{1kp})_{\text{数值}} - (\beta_{1kp})_{\text{本法}}$
			$\overline{\Gamma}_{kp}$	β_{1kp}	$\overline{\Gamma}_{kp}$	β_{1kp}	
BJ851T	23.24°	1.392	0.3015	159.8° (159.5°)*	0.2885	160.6°	0.8° (1.1°)*
H1000T	20.5°	1.381	0.3292	162.8° (162.7°)	0.3296	163.49°	0.69° (0.79°)
H1000T	20.5°	1.44	0.371	162.9°	0.371	163.52°	0.62°
GE851Z	19.84°	1.384	0.3392	159.88°	0.3342	159.7°	-0.18°
H100AT	18.33°	1.381	0.3387	165°	0.3328	165.21°	0.21°

*——括号中的数值为吹风试验结果。

由表3所得结果知, 数值试验得到的极限进气角 $(\beta_{1kp})_{\text{数值}}$ 和按公式 (10) 求得的极限进气角 β_{1kp} 相差最大的约 1° 左右。大部分相差 0.5° 左右。

五、结 论

本文提供了一个计算大功率汽轮机末级动叶顶部截面的跨音速叶栅极限进气角的方法。按本法求得的极限进气角和吹风试验结果以及数值试验结果吻合较好。

本文承蒙王仲奇教授的审阅并指正, 特致谢。

参 考 文 献

- (1) 艾孝义. 跨音速透平平面叶栅实验. 工程热物理学报, 1980, 1 (1)
- (2) Mao S K, Li D T. A streamline curvature method for calculating S_1 stream-surface flow. J. of Eng. for Power and Gas Turbin, 1984, 106
- (3) Степанов Г Ю. Гидродинамика Решеток Турбомашин. Физматгиз, 1962, 2
- (4) 茅声闻, 梅永林, 多元函数的代数插值及其在轴径扩压器设计中的应用, 热能动力工程, 1987, 2 (2)

A Method for Calculating the Critical Inlet Plane Angle of a Transonic Turbine Blade Cascade

Mao Shengkai

(Harbin Steam Turbine Works)

Abstract

The author proposed a method for calculating the critical inlet plane angle of a transonic turbine blade cascade. The method is based on the relative critical circulation of the cascade. The critical inlet angle obtained by this method has good agreement with the test results.

Key words: *steam turbine, transonic blade cascade, calculation method*

(上接第55页)

由于流入角将随着工况而发生变化, 相对冲角的变化极为明显, 如上所说, 这时叶栅的性能将明显恶化。为此, 我们认为, 如表1所示, 只要我们精心设计叶型, 合理选择叶栅参数, 如安装角 β_s 、叶栅的工作范围 M_{2i} 、节距 \bar{t} 等, 就完全有可能把跨音速叶栅设计成具有一个较宽的工作带, 而使其设计点避开 $\zeta \sim \beta_1$ 极为敏感的区域。

参考资料

[1] Suzuki A, Hisa S, Ogata H. Develo-

pment of 52-inch Last Stagt Blade for Large Steam Turbines. ASME Paper 86-JPGC-PWr-41

[2] Min Dafa, Ai Xiaoyi. Experimental Research on Two-Dimensional Transonic Cascades of an 850-mm Steam Turbine Blade. Trans of the ASME. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3)

[3] Дейч М Е, Филиппов Г А. Атлас Профилей Решеток Осевых Турбин. Машиностроение, 1965

[4] 艾孝义. 跨音速透平平面叶栅实验. 工程热物理学报, 1980, 1 (1)

欢迎订阅本刊!

如有漏订, 过刊、现刊均可与编辑部联系补订。