

# 论轴流式涡轮特性计算中的损失模型

吉桂明

〔提要〕以三种叶栅损失的模型,通过一例特性计算,分析了损失模型对轴流式涡轮特性计算的影响。从叶栅损失估算到特性计算对西方广为应用的经典的 Ainley-Mathieson-Dunham-Came 方法进行了检验。指出其中一些有待改进的地方,并推荐采用经过叶栅试验验证的叶型损失计算公式进行特性计算。

主题词: 轴流式涡轮 估算 损失模型

在涡轮机制造和设计实践中广泛应用两种涡轮特性计算的方法:第一种方法是模拟级法,它根据给定形式的级在试验透平中的试验研究所得到的综合曲线进行特性计算。这种方法的主要优点是,对于给定形式的叶列,其计算简单和结果可靠。

第二种方法是速度三角形法,它基于利用由叶栅静吹风试验或计算方法得到的静子叶栅和转子叶栅的能量损失系数和流量系数。与第一种方法相比,其一是可靠性较差,但它能提供涡轮通流部分各个部件能量损失的详细情况,从而可阐明最大损失的地方,并指明提高级效率的途径;其二是方法较简单,通用性好,且大量实践[1、2]已经证明其精度是可以接受的。

涡轮特性计算是涡轮机设计的一个重要内容,国内外为完善涡轮的特性计算已做过大量的工作[3、4、5、6、7、8、9],作者曾在[10]中对此作了介绍和评论。

在根据速度三角形计算涡轮特性时,应用的各方程(它们是在叶列上、下游流动中应用连续方程、能量方程、运动方程及过程方程而得到的)都是类同的。但是叶栅模型(叶列中的能量损失及落后角)的优劣对于特性计算的精确性起重要作用。

本文以我们的叶栅试验结果[11、12、13、14、15]为依据,参照国外有关数据[16、17]来检验现在西方广为应用的涡轮特性计算经典的AMDC方法,并作出改进。

## 一、AMDC方法

五十年代初,美国的Ainley-Mathieson通过在NGTE的工作,提出了一种估算轴流式

## 参 考 文 献

- [1] J.S贝达特“相关分析和谱分析的工程应用”国防工业出版社,1983
- [2] 甘幼琛 谢世浩“随机振动的基本理论与应用”湖南科学技术出版社,1982

涡轮特性的方法。涡轮级中的流动仅是对单一的“参考直径”进行计算。参考直径上的叶型损失加上二次流损失项及顶部间隙损失项。后两项损失对透平流动的影响也用参考直径上那个条件的经验函数表示。这一模型显然使流动大为简化。

AM方法在西方得到了广泛的应用，后来Dunham-Came对其中二次流损失的计算进行了改进，最近Millar的特性计算方法[9]也采用了AMDC方法的损失模型，但是做了改进，即把单一参考直径的计算改为沿径的三维计算，把损失和流出角视为是各截面几何参数和气流参数的函数。

AMDC方法的损失模型

**叶型损失** 假定零冲角时的叶型损失系数为 $\beta_2$ 、 $\beta_1/\beta_2$ 、 $t/c$ 、 $\alpha_{max}/c$ 的函数，并由下式给出：

$$Y_{p(i=0)} = \left[ Y_{p(\beta_1=90^\circ)} + \left( \frac{90^\circ - \beta_1}{90^\circ - \beta_2} \right)^2 [Y_{p(\beta_1-\beta_2)} - Y_{p(\beta_1=90^\circ)}] \right] \left( \frac{\alpha_{max}/c}{0.2} \right)^{\frac{90^\circ - \beta_1}{90^\circ - \beta_2}} \left[ 1 + 7 \left( \frac{t}{S} - 0.02 \right) \right] \quad (1)$$

式中 $Y_{p(\beta_1=90^\circ)}$ 是 $\beta_1=90^\circ$ ，且 $\beta_2$ 及 $t/c$ 与真实叶片相同的叶片的叶型损失系数； $Y_{p(\beta_1-\beta_2)}$ 是 $\beta_1=\beta_2$ 且 $\beta_2$ 及 $t/c$ 与真实叶片相同的叶片的叶型损失系数。

在非零冲角工况下，它利用失速冲角(其损失为零冲角时的二倍)来确定不同冲角下的叶型损失。

**二次流动损失** 因为AM的二次流损失估算偏高，在估算小型涡轮时误差较大，Dunham和Came对其进行了改进，改进后的二次流损失计算公式如下：

$$Y_s = \left( \frac{0.0334}{AR} \right) \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1} Z \quad (2)$$

式中Z为叶片的负荷

$$Z = 4(\text{ctg}\beta_1 + \text{ctg}\beta_2)^2 \sin^2\beta_2 / \sin\beta_m \quad (3)$$

$$\beta_m = \text{ctg}^{-1} \left[ \frac{1}{2} (\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2) \right] \quad (4)$$

叶尖间隙损失

$$Y_k = B \left( \frac{K}{h} \right) Z \quad (5)$$

式中 B——对于通常的间隙等于0.5，而对带围带的叶片等于0.25。

## 二、对AM方法叶型损失计算公式的检验

基于我们对平面叶栅静试验数据的整理和总结[18,19,20]，我们提出了计算叶栅叶型损失的改进公式。

零冲角时的叶型损失为

$$\zeta_0 = 0.017 + 0.048 \left( \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1^2} \right) \quad (6)$$

在任意进气角 $\beta_1$ 时的叶型损失则为

(1) 正冲角时(不包括零冲角)

$$\zeta_p = 0.017 + D \left[ 0.048 \left( \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1} \right)^2 + 0.265 \left( \frac{\sin^2\beta_2}{\sin\beta_1 \sin\beta_1^*} \right)^2 \right] \quad (7)$$

其中

$$D = 1 + 0.7 \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1^*}$$

(2) 负冲角(包括零冲角)时, 取  $D = 1.0$ , 因此

$$\zeta_p = 0.017 + 0.048 \left( \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1} \right)^2 + 0.265 \left( \frac{\sin^2\beta_2}{\sin\beta_1 \sin\beta_1^*} \right)^2 \quad (8)$$

公式(6)、(7)、(8)适用于节距在最佳值附近, 前后缘半径在常用数值范围内, 并且成型良好的亚音速涡轮叶栅, 而对于尾缘开孔冷却的叶栅, 则需进行尾缘厚度影响的修正。

研究分析表明, 涡轮叶栅的叶型损失是由于附面层在叶片表面上的增长以及在叶片尾缘中的能量耗损(当然在音速及超音速时还有波阻损失), 因此它是叶栅的几何参数和气流参数的函数。虽然因素复杂, 但是我们认为只要掌握其中的关键因素, 以当代的设计水平为依据就能得到一个估算精度可以接受的估算方法, 如用(6)式进行计算, 得到的估算值与试验数据满意地一致。

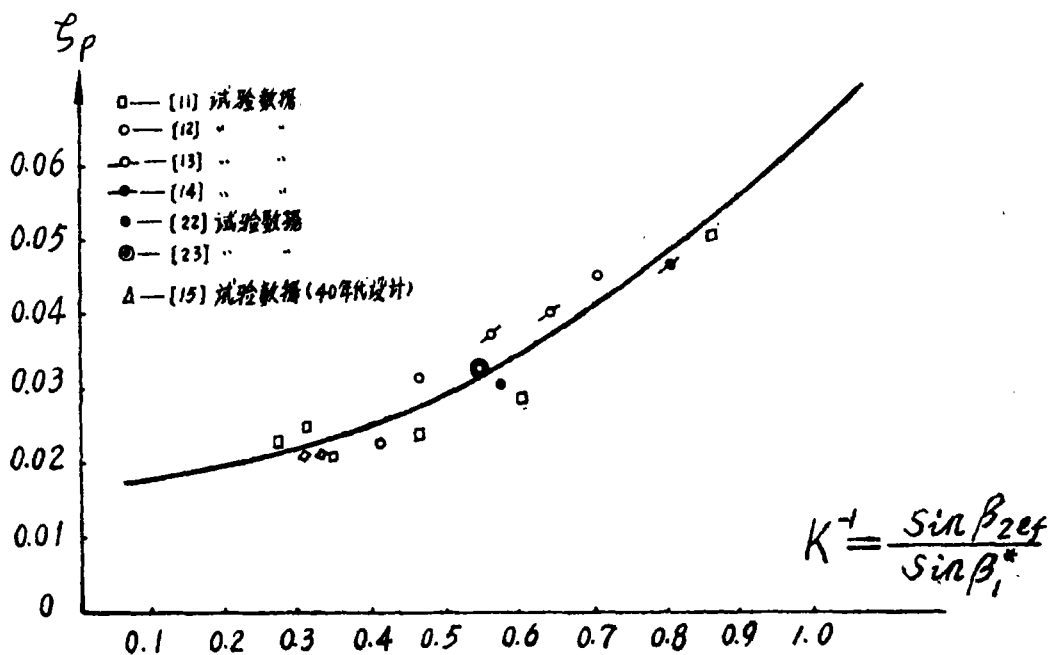


图 1 各种叶栅损失数据的比较

### 1. 设计流入角(零冲角)下的叶型损失

为检验 AM 方法, 我们对掌握其几何参数及试验结果的十六套叶栅(其中我们试验了十四套)进行了计算并与试验结果进行了比较。

这十六套叶栅, 除一套叶栅是四十年代设计的老叶栅外, 其余都符合当代设计水平。这些叶型有静子叶栅、转子叶栅顶截面、中截面、根截面, 基本上是燃气轮机设计中应用的典

型叶栅。比较表明公式(6)的估算结果是令人满意的, 其平均偏差

$$R = \frac{\xi_p^{(1)}}{\xi_p} = 1.024$$

而AM方法的平均偏差则高达

$$R = \frac{\xi_p^{(11)}}{\xi_p} = 1.89$$

也许有人要说, 公式(6)的估算结果所以较好是因为它就是基于这些试验结果。但我们任意取了上海成套所设计并试验的GC-2叶栅[21]和苏联的A-2叶栅[22], 其估算结果也是十分令人满意的。

至于AM方法的误差较大, 通过分析我们认为原因有二点: (1) 该方法是三十多年前发表的, 它基于当时的叶栅试验结果, 即基于当时的设计水平及试验技术。随着叶型及叶栅设计

在气动力学方面日趋完善(完善的型线、最佳的参数等), 叶栅损失与早先设计的叶栅相比有明显的下降。(2) AM方法在影响叶型损失的诸因素中过高地估计了叶栅转折角的影响。估算收敛度较大, 转折角较小的静子叶栅, 其偏差较小,  $R = 1.41 - 1.65$ ; 其平均值  $R_{mean} = 1.53$ ; 而估算转折角较大的转子叶栅(尤其是根截面、中截面), 其偏差较大,  $R = 2.065 - 3.8$ , 平均值  $R_{mean} = 2.58$ 。

## 2. 冲角下的叶型损失

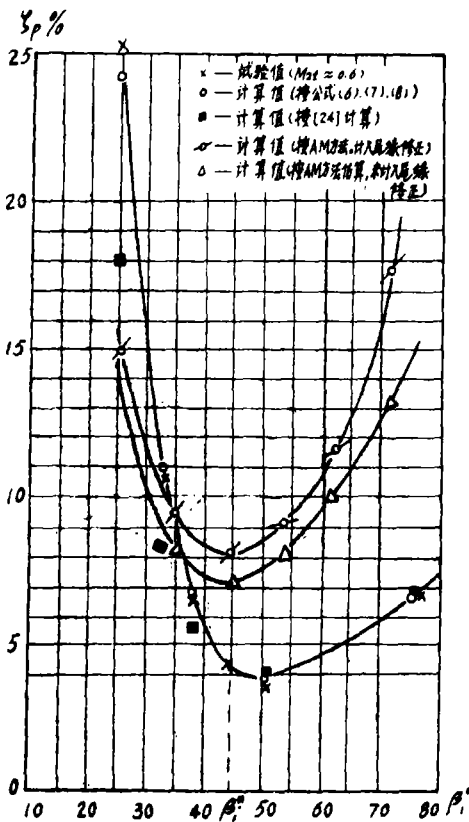


图2 A型涡轮动叶根截面叶栅的叶型损失

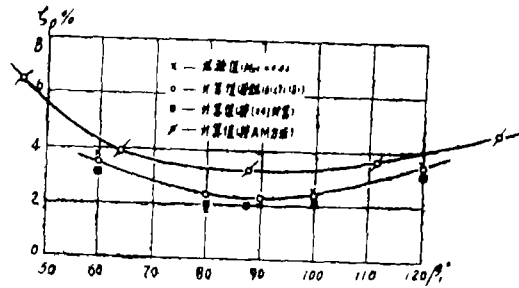


图3 A型涡轮导叶平面叶栅的叶型损失

我们曾选取了一些典型的涡轮叶栅, 用三种方法: 即提出的改进方法, 斯捷潘诺夫公式[23]、AM方法, 估算叶型损失随冲角的变化, 并把它们与试验值进行了比较, 其中二例示于图2、3。

比较表明, 改进的公式(7)、(8)能较好地估算涡轮叶栅的变工况损失, 而AM方法估算的冲角损失与试验值的偏差很大, 一般说估算值偏高, 对于收敛度小, 转折角大的动叶根截面叶栅更为明显。

至于AM方法误差较大的原因,通过分析我们认为:

(1) 该方法估算叶栅变工况损失的基点是零冲角下的叶型损失,上面已经谈到,AM方法估算该损失的精度较低,对于收敛度小,转折大的动叶根截面更是如此。

(2) 冲角下叶栅损失计算的模型不够合理

在[19]中,我们已经谈到最小损失 $\zeta_{\min}$ 一般并不在零冲角时出现。在 $\beta_1 < 90^\circ$ 的范围内,最小损失冲角 $i_{\zeta_{\min}}$ 通常都是负值。按照公式(6)、(7)、(8),由最小叶型损失条件,可以得到

$$\Delta\beta_{i_{\zeta_{\min}}} = \beta_{i_{\zeta_{\min}}} - \beta_i = \frac{\sin 2\beta_i}{12 - \cos 2\beta_i} \quad (9)$$

而AM方法的模型却认为零冲角时出现 $\zeta_{\min}$ ,且以它作为基点来计算不同冲角下的损失,该模型对于对流入角度变化不敏感的静子叶栅,其估算精度是可以接受的,而对于对冲角变化比较敏感的动叶根截面,中截面其估算误差就很大。

### 三、对AMDC方法二次流动损失计算公式的检验

早在七十年代初Dunham和Came就发现用AM方法估算的小型涡轮的效率偏低。因此他们改进了AM的二次流损失估算,降低了二次损失的估算值。

但是当用AMDC方法进行涡轮特性计算时,我们感到该损失模型计算的二次流损失仍然偏高。为此我们利用自己的试验数据[14、15]和杰依其的数据[24]与AMDC方法的估算值进行了对照比较。比较表明,AMDC的估算值显著高于试验值(对于转子叶栅更是明显),其偏差

$$R_{SAMD} = \frac{\zeta_{SAMD}}{\zeta_s} = 2.72 \sim 15.36$$

固然叶栅中的二次流动不同于涡轮的情况,试验值也与来流附面层的厚度密切相关,但是从比较还是可以看到,用AMDC方法估算的二次流损失是偏高了,有必要对其二次流损失的估算进行改进。

### 四、损失模型对涡轮特性计算结果的影响

在上面计算和分析的基础上,为个搞清叶栅损失模型对涡轮特性计算的影响,我们以三种损失模型对涡轮特性计算一例进行了计算:

(1) AMDC方法,即利用公式(1)~(5)

(2) AMDC方法的二次流损失、顶部间隙损失模型,结合我们提出的叶型损失计算模型,即利用公式(6)、(7)、(8)进行计算。

(3) AM方法的叶尖间隙损失,据(6)、(7)、(8)式计算其叶型损失,而据穆赫塔诺夫[6]的二次流损失模型计算其二次流损失。

穆赫塔诺夫的二次流损失模型如下:

设计流入角下的二次流损失

$$\zeta_{S0} = 0.075 R_{cp}^{1/5} \left( \frac{19}{3} - \frac{\beta_{1.a} + \beta_{2.a}}{3} \right) \left( \frac{\sin \beta_{2.a}}{\sin \beta_{1.a}} \right)^{1/2} (0.825 + 0.25 \lambda_{02}) \zeta_p \frac{a_2}{h} \quad (10)$$

式中叶型损失按公式(6)、(7)、(8)计算。

冲角下的二次流损失

$$\zeta_s = \zeta_{s0} + \Delta\zeta_s(i) \quad (11)$$

当

$$y = \frac{\Delta\zeta_s(i)}{\zeta_{s0}} \quad (12)$$

$$x = \frac{\beta_1' - \beta_1}{\beta_1 + \beta_{2a}} \left( \frac{\sin\beta_{2a}}{\sin\beta_1'} \right)^{3/2} \quad (13)$$

则在  $\frac{\beta_1' - \beta_1}{\beta_1 + \beta_{2a}} \left( \frac{\sin\beta_{2a}}{\sin\beta_1'} \right)^{3/2} = \pm 0.15$  范围内

$$y = 400X^3 + 76X^2 + 5.6X \quad (14)$$

在此要说明的是 AMDC 方法中采用的是滞止压力损失系数

$$Y = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad (15)$$

而我们及穆赫塔诺夫采用的是能量(或焓)损失系数

$$\zeta = \frac{i_2 - i_{2s}}{i_{02} - i_2} = V - \frac{V_2^2}{V_2^2} = 1 - \varphi^2 \quad (16)$$

二种损失系数的转换关系如下:

$$Y = \frac{\left( \frac{1}{1 - \zeta \left( \frac{K-1}{2} \right) M_2^2} \right)^{\frac{K}{K-1}} - 1}{1 - \frac{1}{\left( 1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{K}{K-1}}}} \quad (17)$$

特性计算的结果示于图 4。

计算了二种效率,  $\eta_0$  是相对内效率(即包括叶型损失, 二次流损失, 叶尖间隙损失及余速损失的效率);  $\eta_c$  是相对滞止效率, 它是据出口速度滞止的焓降而计算之效率。

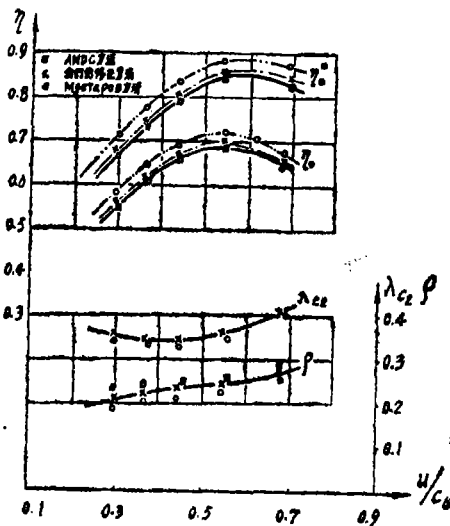


图 4 用三种损失模型计算的涡轮特性

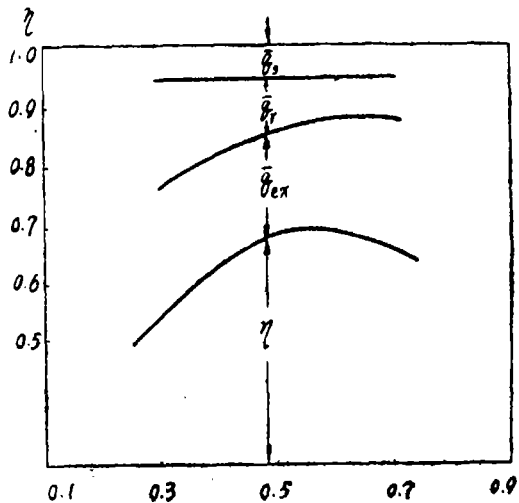


图 5 涡轮内能量平衡与特性比  $u/c_0$  的关系

由图4可以看到,用三种损失模型估算的特性,其变化趋势是一致的(仅是由于冲角损失模型不同,AMDC模型在大的 $v_0$ 值时,效率要较前二种模型降得更多一些),但是在数值上,以穆赫塔诺夫方法估算的效率值较高,我们的方法次之,而按AMDC方法估算之效率值较低,该例表明在最佳速比附近比我们方法约低1%左右,而比穆赫塔诺夫方法低2~3%。

三种叶栅模型对级的反力度也有一定程度的影响,其计算的反力度值差1~4%,而对 $\lambda_{c_2}$ 的影响甚微。

为了分析损失模型对涡轮效率的影响,我们针对我们的估算方法详细地计算了级内各个能量分损失,计算结果示于图5。

计算表明,对于该例,在所计及的静子叶列损失 $\bar{q}_s$ (包括叶型损失,二次流损失),转子叶列损失 $\bar{q}_r$ (包括叶型损失,二次流损失及叶尖间隙损失)及余速损失 $\bar{q}_{e,x}$ 中,余速损失所占的份额最大,一般比前二项损失的总和还多。加之叶型损失 $\zeta_p$ 、二次流损失 $\zeta_s$ 、叶尖间隙损失 $\zeta_{t,r}$ 均是组成静子叶列损失或转子叶列损失的一个分量。因此采用不同的损失模型,计算得到不同的 $\zeta_p$ 或 $\zeta_s$ ,但它们反映到级效率 $\eta_o$ 或 $\eta_o$ ,其影响程度将显著小于各个分损失之间的差别。如对于算例,在 $v_0=0.44$ 时,采用我们的模型时,静叶总损失 $\zeta_{t,s}=0.0684$ ,转子叶列总损失 $\zeta_{t,r}=0.2279$ ,而采用穆赫塔诺夫模型时, $\zeta_{t,s}=0.0351$ , $\zeta_{t,r}=0.154$ ;它们反映在效率上的差别,前者 $\eta_o=0.8108$ , $\eta_o=0.6676$ ;而后者 $\eta_o=0.8349$ , $\eta_o=0.695$ 。

在此我们认为静止地讨论不同损失模型得到的涡轮效率的高低,其意义是不大的。由于涡轮内的流动远比平面叶栅内的流动来得复杂,诸如叶片的附面层要承受径向压力梯度,离心力和哥氏力,不稳定性和很高的紊流度,通流部分环壁的附面层等,因此对利用平面叶栅静吹风试验数据,基于速度三角形进行计算得到的级效率值要乘上一个修正系数

$$K_1 = 0.97 \sim 0.98$$

而利用叶型图册中介绍的损失系数,基于速度三角形进行计算得到的级效率值要乘上修正系数

$$K_2 = 0.95 \sim 0.97$$

鉴于上面的分析和认识,我们认为在估算效率的数值时,限于当时的叶栅设计及涡轮设计水平及当时的试验情况,现在再要用AMDC方法来估算当前设计水平的涡轮,其效率的估算值是偏低的。

由于AMDC方法是建立在利用叶栅数据的速度三角形方法上,其损失模型应该反映叶栅或涡轮内的实际流动情况。上面通过试验及估算分析指出了AMDC方法的叶栅模型关于叶型损失,二次流损失的估算值偏高以及变工况的叶型损失估算是不够完善的,这一点也是为当时的设计水平及试验研究的深度所局限,我们认为在这些方面应该予以改进,使其损失模型更为合理。这不但影响到特性的估算(正问题),也影响到涡轮通流部分的设计(反问题)。这一点在上面已经看到,当采用不同的损失模型时,估算得到的气流参数,反力度 $\rho$ 等也将不同,这也关系到涡轮级的最佳设计问题。

与本文同时,加拿大奥凯普也发表了有关的文章[25]。我们看到他们考虑问题的角度、出发点,解决问题的途径,在许多方面和我们极为相似,其所得的结论亦与我们不谋而合。他们是为了解决涡轮的通流部分设计问题(反问题),我们是为了解决涡轮的特性计算问题(正问题),二者都感到AMDC方法的损失模型已不应当当代涡轮设计及特性计算的要求。在其中线损失系统中[25],发展了AMDC损失系统。

但是我们要指出, [25]基本上继承了AMDC的损失系统, 仅是在其原有损失模型的基础上略作修改, 具体反映在叶型损失系数和二次流损失系数都是利用原有的损失模型和数据简单地乘以一个系数, 再结合其它一些修改, 使其损失减小下来。我们认为这种修改是不够的, 正如本文所述, 应该从流动的机理上, 对AMDC方法的模型进行改进, 使其符合叶列内流动的实际情况。

## 结 论

从叶栅损失模型的角度出发, 通过涡轮特性计算的一例, 说明了损失模型对涡轮特性计算的影响。着重从叶栅损失(设计点的及冲角下的损失)到特性计算对经典的AMDC方法进行了检验。

通过分析讨论, 我们指出, 随着涡轮设计水平, 诸如先进叶栅及控制旋涡设计的采用、提高、以及试验技术的日趋完善, 在三十多年前拟定的, 目前在西方仍广为应用的AMDC方法, 叶型损失的估算偏高(尤其是对于动叶根、中截面); 认为零冲角损失最小, 并以其作为基点的计算冲角下损失的叶栅模型是不合理的; 对于二次流损失的估算偏高, 建议可采用我们提出的(6)、(7)、(8)式进行计算。计算表明AMDC方法估算的涡轮效率偏低, 是较保守的设计。为了完善涡轮的特性计算, 也是为了完善涡轮的设计有必要在损失模型方面对AMDC方法提出改进。

## 参 考 文 献

- [1] А. В. Щегляев, М. Е. Дейч Расчёт ступеней паровых турбин по результатам статических продувок решеток Теплоэнергетика 1962. №3.
- [2] Н. М. Марков. Теория и расчёт турбинных ступеней Машгиз 1963.
- [3] D. G. Ainley G. C. R. Mathieson A method of performance estimation for axial flow turbine ARC R&M 2974. 1951.
- [4] Б. Х. Абиянц Теория авиационных газовых турбин Машиностроение 1979.
- [5] R. Shaw Efficiency predictions for axial flow turbines International Journal of mechanical sciences 1966. Vol. 8.
- [6] М. Х. Мухтаров. Методика оценки потерь в проточной части осевых турбин при расчете их характеристик Теплоэнергетика 1969 № 7
- [7] J. Dunham. P. G. Came. Improvements to the Ainley—Mathieson method of turbine performance prediction Trans. ASME(A) 1970. Vol. 92. № 3.
- [8] H. R. M. Craig. H. J. A. Cox. Performance estimation of axial flow turbines Proc. IME. 1970—1971. Vol. 185, 32/71.
- [9] D. A. J. Millar The design and performance prediction of axial flow turbines Carleton University Report № ME 73—3.
- [10] 吉桂明 国外在透平空气动力学研究方面的某些进展《舰船透平锅炉》1973.11.
- [11] 强国芳、艾孝义 B型涡轮第一级静子叶片和转子叶片平面叶栅高速吹风试验鉴定总结。第七〇三研究所、研究报告。117号 1964年
- [12] 强国芳、吉桂明 A型涡轮动、导叶平面叶栅高速吹风试验报告。第七〇三研究所、研究报告159号, 1967年。
- [13] 强国芳、吉桂明 C型涡轮平面叶栅气动特性试验研究(一) 第七〇三研究所、研究



报告163号 1967年

- [14] 吉桂明 小高度透平叶栅变工况性能的试验研究, 上海交通大学1965年.
- [15] 强国芳、吉桂明 D型涡轮叶栅有限高度气动特性鉴定试验, 第七〇三研究所、研究报告.160号, 1967年
- [16] Г. Ю. Степанов. В. Л. Эпштейн. Атлас решеток турбинных профилей ЦИАМ 1957.
- [17] J. D. Denton. A survey and comparison of methods for predicting the profile loss of turbine blades IME C76/73 1973年
- [18] 吉桂明 燃气涡轮平面叶栅试验研究若干问题的分析 《六机部增压技术学术会议》论文, 1976年
- [19] 吉桂明、强国芳 涡轮叶栅的变工况损失及其设计冲角的合理选择 《船舶工程》1979年, №1
- [20] 强国芳、陈乃兴 New correlations of the two-dimensional turbine cascade aerodynamic performance ASME. Paper 81—GT—128
- [21] 龚贻文、张兆鹤、刘林发 控制旋涡模拟级的空气透平试验研究, 一机部上海成套所. 1980年5月
- [22] Б. М. Аронов. Экспериментальное исследование значения конструктивного угла входа на эффективность проектируемой решетки профилей ИВЗ «Авиационная Техника» 1975年 №3.
- [23] Г. Ю. Степанов. Гидродинамика решеток турбомашин физмагиз 1962年
- [24] М. Е. Дейг, Г. А. Филиппов. Атлас профилей решеток осевых турбин Машиностроение 1965年
- [25] S. C. Kacker. U. Okarun. A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency ASME Paper 81—GT—58.