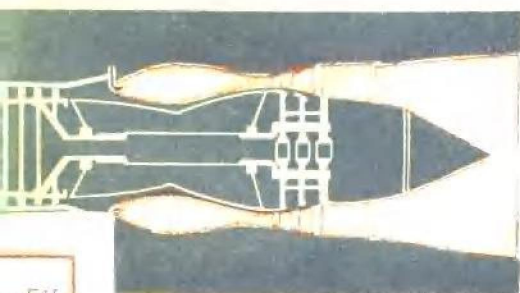


涡轮机高温零件温度场专题文集

第一集

涡轮机转子稳定温度场的分析研究



-53

国防工业出版社

将我们的一些研究心得编写成书，借以抛砖引玉，互相学习，共同提高。

本书在编写过程中曾得到许多同志的关怀和帮助。书中有关电热模拟的试验工作是在章诚松、倪骏妹、王子清和何金龙等同志共同参与下完成的；电热模拟台是由刘培杰、吴桂贤、曹玉茹、李昭云、郭连城、吴淑芬等老师傅建成的。本书手稿写成后，曾得到沈岳瑞、熊琳、李根深、李玉斌、陈乃兴、磨庆涛、宋家弟和吴自然等领导同志的多次指导和审阅，在此谨表衷心地感谢。

作者才疏学浅，经验不足，书中错误之处在所难免，恳切地希望广大读者批评指正。

葛永乐 吕建成

一九七八年十二月

前 言

当前，全国形势一片大好。英明领袖华主席在全国科学大会上提出一定要极大地提高整个中华民族的科学文化水平，向科学现代化进军，这是一项伟大的战略任务。

为了高速度发展我国的科技事业，需要在各个技术领域中解决一系列的关键技术问题。目前，燃气轮机在航空、舰船、交通运输和电站中得到了广泛的应用。为了进一步提高燃气轮机的经济性，最有效的措施是提高燃气涡轮的进口温度；但由于耐高温材料的限制，燃气初温提高后必须采取各种冷却方法来降低高温零件的工作温度，保证发动机可靠地工作。因此，研究燃气涡轮高温零件的温度场是燃气轮机发展中最主要的技术问题之一。

同样，在高温高压的大功率蒸汽轮机中，汽轮机转子温度场的测定也具有同等重要的意义。在内燃机中，活塞的热负荷问题也是一个同样迫切需要解决的技术关键。

总之，高温零件的冷却和温度场的测定问题，目前已成为很多工程技术部门科研工作的中心议题。解决本问题的较简便而又有效的方法就是本书介绍的 理论计算和电热模拟法。

理论计算和电热模拟法在国内外已有很多单位在进行研究。十多年来，我们在党和上级的正确领导下，经全课题同志的共同努力，做了一些工作。为了促进学术上的交流，今

目 录

第一篇 燃气涡轮径向冷却单级转子中温度场的

直接计算法 1

§1-1 确定转子温度场的重要性 1

§1-2 转子中的热流分析 4

§1-3 轮盘温度场的基本方程式 8

§1-4 直算法中计算公式的推导 11

§1-5 燃气涡轮单级转子计算实例 14

第二篇 高温燃气涡轮转子叶片在叶根冷却时

温度场的理论计算法 22

§2-1 叶根冷却的重要意义 22

§2-2 叶根冷却的几种型式 23

§2-3 叶型部分温度场的计算方法 25

§2-4 冷却空气经过枞树形叶根装配间隙中的放热情况 30

§2-5 枞树形叶根温度场的基本方程式 33

§2-6 叶片根截面温度 T_1 的求定 38

§2-7 轮缘温度 T_2 的求定 40

§2-8 冷却空气流量的计算 44

§2-9 结论 48

第三篇 求解涡轮转子温度场的差分法 49

§3-1 引言 49

§3-2 转子温度场的热传导基本方程式 49

§3-3 差分法的基本原理 52

§3-4 涡轮转子的放热边界条件 55

§3-5	转子温度场的求解方法	59
§3-6	转子温度场的近似有限差计算公式	61
§3-7	结论	64
第四篇	气冷转子的气动力计算和热力计算	65
§4-1	引言	65
§4-2	转子冷却法的选择	66
§4-3	孔口、气密封圈和缝隙通道中冷却空气流量的计算	69
§4-4	冷却空气流量的分配和状态参数的确定	80
§4-5	转子边界放热系数的准则公式	82
§4-6	轮盘面径向冷却时的热力计算法	89
§4-7	喷射冷却时的热力计算方法	92
§4-8	叶根冷却时的热力计算方法	94
§4-9	结论	98
第五篇	用电解池式电模拟法测定燃气涡轮转子 中的温度分布	100
§5-1	引言	100
§5-2	电热模拟法的理论基础	100
§5-3	电模型的各种型式	105
§5-4	电解池式模拟电场的建立方法	107
§5-5	电模型的测量系统	111
§5-6	电解池式模拟试验台	113
§5-7	试验方法与步骤	115
§5-8	燃气涡轮整体转子的试验举例	121
§5-9	试验误差分析和注意事项	121
§5-10	结论	124
第六篇	用导电纸电热模拟方法研究高温蒸汽和燃气 涡轮叶根附近的温度场	125
§6-1	研究涡轮转子叶根附近温度场的重要意义	125
§6-2	电模拟积分器的工作系统	127

§6-3	导电纸模拟电场边界条件的建立方法	128
§6-4	试验方法和步骤	129
§6-5	两种典型转子叶根试验结果的分析	131
§6-6	结论	135
第七篇 在平面固定电阻网络上求解燃气涡轮叶根		
	和叶轮中的温度分布	136
§7-1	引言	136
§7-2	电网络的基本定律和组成元件	137
§7-3	平面拉普拉斯微分方程在电网络上的近似求解	139
§7-4	平面固定电阻网络试验台的电路测量系统	146
§7-5	电模型边界放热附加电阻的计算	147
§7-6	燃气涡轮转子叶根附近温度场的求解方法	149
§7-7	涡轮转子温度场的近似求解	153
§7-8	结论	156
第八篇 在电阻式电动积分仪上研究涡轮转子的稳定温度场		
		158
§8-1	引言	158
§8-2	电阻式电动积分仪的装置系统	159
§8-3	涡轮转子热阻和电阻网络的组成	161
§8-4	稳定温度场的求解方法	164
§8-5	燃气涡轮单级转子中温度分布的模拟示例	166
§8-6	涡轮整体转子中温度分布的模拟示例	167
§8-7	初步结论	169

第一篇 燃气涡轮径向冷却单级

转子中温度场的直接算法

§1-1 确定转子温度场的重要性

近几年来，燃气轮机的应用不仅在航空方面有很大的发展，而且在固定式和移动式动力装置方面，尤其在机车和船舶上得到了广泛的采用。为了提高它的工作效率和经济性，首先必须提高燃气涡轮的进口温度。目前，在一般固定式装置中，普遍采用的最高工作温度为 $650\sim 850^{\circ}\text{C}$ ；在航空及船舶的涡轮机上，燃气进口初温甚至已超过 $850\sim 1200^{\circ}\text{C}$ 。在这样高的温度下，燃气涡轮的重要零件，特别是轮盘和转子，其材料的许用应力将急剧地下降。如涡轮轮盘材料为低合金钢，当其工作温度达到某一定值后，温度每升高 1°C ，材料的许用应力就要降低 0.40公斤/米^2 ，其变化关系如图 1-1

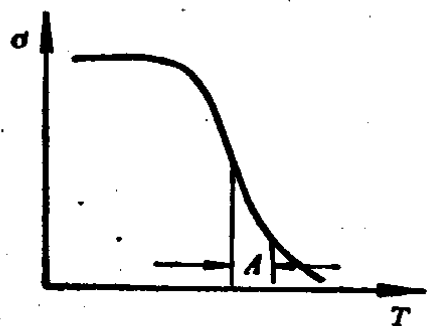


图1-1 合金钢的持久强度极限与工作温度的关系

所示。图中区域A为燃气涡轮转子的工作温度范围。

由此可见，要掌握涡轮部件的工作性能，就完全有必要正确地求定转子中温度的分布情况，从而为确定材料在这一温度下能否承受给定的负荷作出结论。同时，知道了转子本身的温度后也就能确定材料的持久强度极限和工作寿命。

其次，在径向冷却涡轮中，当冷却空气沿轮盘盘面径向

流动时，轮盘径向温度的分布温差很大，以致这时的温度应力也急剧增加。因此，我们也需要预先明确转子各段上的温度分布，以便按它来计算温度应力的太小。

第三，为了计算转子在起动、正常运行和停车时的热膨胀度，以便选定涡轮通流部分的轴向间隙和径向间隙，亦应以转子各段的温度分布作为依据。

最后，为了对转子的结构型式，冷却空气的流量和温度，冷却的方式等进行分析研究，以及对转子在各种工况——包括起动、运行和停车下的工作情况进行研究，也需要了解涡轮转子温度场的分布，以便制订燃气涡轮机组的运转规范。例如：确定起动时间，全负荷和超负荷运行时间等等。

总之，从以上各种情况的分析中可得出如下结论：在设计燃气涡轮时，必须确定涡轮转子在各个工况下，特别是在设计工况下的温度分布情况。

在高温大功率燃气涡轮转子中，一般都采用盘式结构。该式结构的级数很少，通常为1~3级。对于这种结构，在求定温度场时，可以把它分为几个单级转子来计算，即在计算中，假定每个转子（轮盘）沿轴向上无温度变化，而仅存有径向温度梯度。这样，就可以把复杂的三向导热问题简化为二元导热问题，大大压缩了理论计算的工作量。

在单级转子中，最常用的冷却方式为下列三种：

（1）冷却空气沿轮盘面作径向流动以降低轮盘的温度，如图1-2所示。

（2）冷却空气经过枞树形叶根的装配间隙来冷却叶根和轮缘，如图1-3所示。

（3）采用轮盘和叶片的内部冷却，冷却介质可以用水

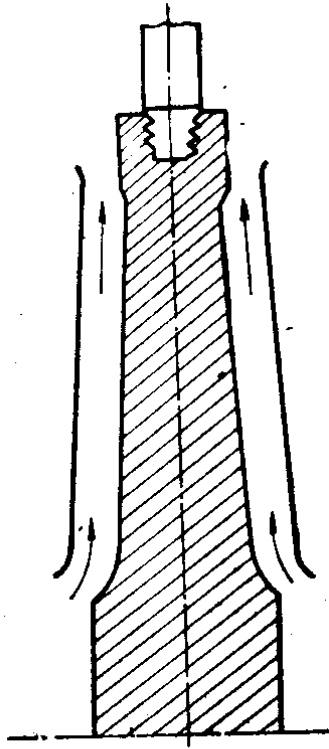


图1-2 冷却空气沿轮
盘面径向流动

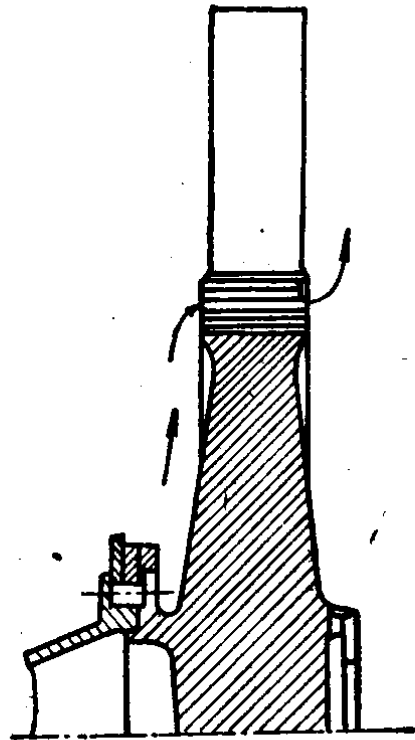


图1-3 冷却空气经过叶根装
配间隙

或空气，如图 1-4 所示。

在三种冷却方式中，转子的结构型式以及热流情况是各不相同的，因此其分析和解决的方法也有着很大的差别。本章只讨论冷却空气沿轮盘面作径向冷却时的轮盘温度场的计算方法。至于其他两种冷却方式的计算方法，以后再作介绍。

目前，有关计算转子的温度场已有很

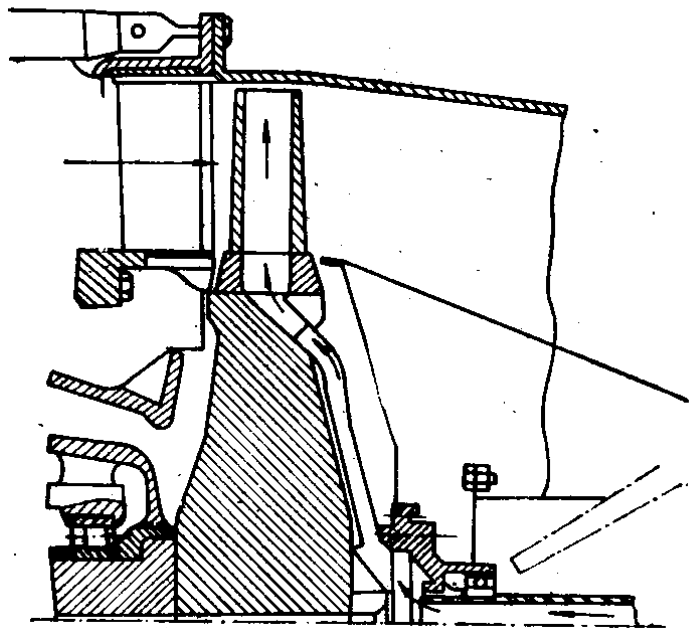


图1-4 轮盘和叶片的内部冷却

多方法, 见参考文献〔1〕,〔2〕,〔3〕。然而这些方法有的考虑因素较多, 计算起来比较费时; 有的采用逐次近似逼近法, 则需要连续地进行几次才能算出温度分布。针对这些缺点, 本篇介绍采用某些假定下的直接算法。该法的最大优点是简单、迅速, 一般只需 2~3 小时就能算出结果。当划分的区段较多时, 相比于逐次近似逼近法更可显出它的优越性。因此, 它非常适宜在燃气涡轮的方案设计中使用。如果需要较详细的温度分布计算时, 则需采用其他方法。

§1-2 转子中的热流分析

在单级转子中, 燃气传给轮缘的热量为 Q_1 , 而两边冷却空气带走的热量为 Q_2 和 Q_3 。另外轮盘传给主轴的热量为 Q_4 , 这部分热量在一般情况下很小, 故可忽略不计。轮盘中热流的方向如图 1-5 所示。

燃气所传给轮缘的热量 Q_1 包括有三部分 (如图 1-6 所示) 热量, 其计算式如下:

(1) 燃气传给叶型部分的热量 Q_b

$$Q_b = \alpha_b F_b (T_g^* - T_p) \quad (1-1)$$

式中 T_g^* ——燃气的滞止温度;

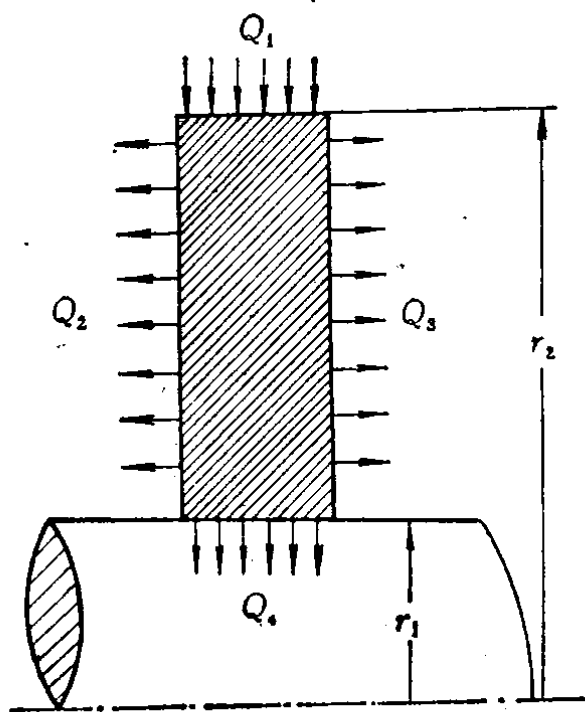


图1-5 单级转子中热流方向

T_p ——根截面处叶片的温度;

F_b ——叶根横截面积;

α_b ——燃气对叶型的放热系数。

α_b 的大小可按日列茨基经验公式⁽⁴⁾进行计算:

$$N_u = (0.14 \sim 0.17) \left(\frac{T_g^*}{T_p} \right)^{0.5} \left(\frac{t}{b} \right)^{0.118} Re^{0.66} \quad (1-2)$$

式中 t ——叶片的节距;

b ——叶片宽度。

公式 (1-2) 中的物理常数按叶道中燃气的平均温度确定, 而特性长度采用当量直径, 即

$$d_r = \frac{u_1}{\pi}$$

式中 u_1 ——叶型周长。

(2) 燃气传给叶道底部的热量 Q_p

$$Q_p = F_p \alpha_p (T_g^* - T_p) \quad (1-3)$$

式中 F_p ——叶道底面积;

α_p ——燃气对叶道底面的放热系数。

α_p 的数值可按毕多豪夫经验公式⁽⁵⁾进行计算:

$$N_u = 0.032 Re^{0.80} \quad (1-4)$$

公式 (1-4) 中的决定性温度同时也为燃气的平均温度 T_g^* , 而特性长度则为气流方向的底道长度。

(3) 燃气直接传给轮缘表面的热量 Q_g

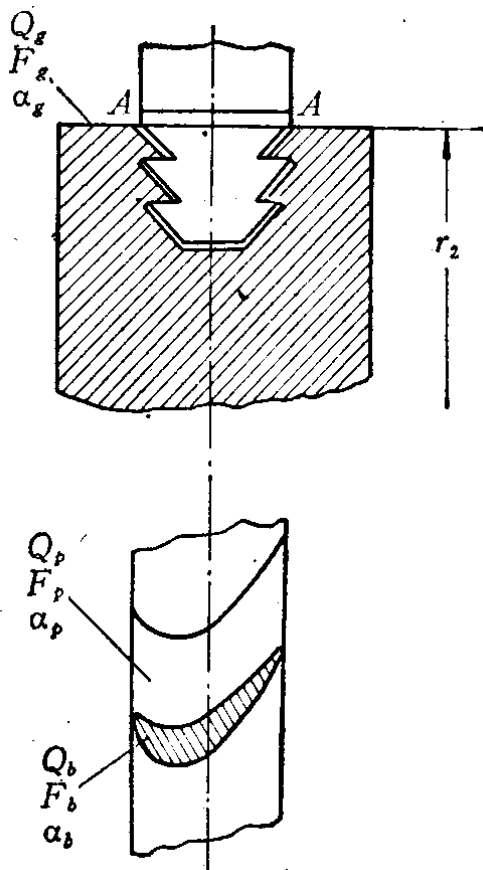


图1-6 燃气对轮缘的放热

$$Q_g = F_g \alpha_g (T_g^* - T_2) \quad (1-5)$$

式中 T_2 ——轮缘表面温度；

F_g ——燃气轮与轮缘直接接触的面积；

α_g ——燃气对轮缘的放热系数。

α_g 的大小也可按公式 (1-4) 进行计算。

上述第三部分热量 Q_g 是直接传给轮缘，而第一部分和第二部分的热量 $Q_b + Q_p$ ，则还要经过叶根和轮缘的接触面才传入轮盘，因此这两部分热量也可表示为：

$$Q_b + Q_p = F_k \lambda_k (T_p - T_2) \quad (1-6)$$

式中 F_k ——叶根和轮缘的接触面积；

λ_k ——叶根和轮缘接触面间的放热系数。

λ_k 的数值应按各种不同叶根进行试验确定，它的数值通常等于 400~700 大卡/米²时°C。

将公式 (1-1) 和 (1-3) 代入 (1-6) 式，可得：

$$T_g^* - T_p = \frac{F_k \lambda_k}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} (T_g^* - T_2) \quad (1-7)$$

将 (1-7) 式代入 (1-1) 和 (1-3) 式，则为：

$$Q_b = \frac{F_k \lambda_k}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} F_b \alpha_b (T_g^* - T_2) \quad (1-1a)$$

$$Q_p = \frac{F_k \lambda_k}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} F_p \alpha_p (T_g^* - T_2) \quad (1-3a)$$

因此，燃气传给轮缘的总热量为：

$$Q_1 = Q_g + Q_b + Q_p$$

$$= \left[F_g \alpha_g + \frac{F_k \lambda_k (F_b \alpha_b + F_p \alpha_p)}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} \right] (T_g^* - T_2) \quad (1-8)$$

● 这里的温度实际上应为叶根附近轮盘的平均温度，但由于它和轮缘温度 T_2 相差不大，故可用 T_2 代替，这样就大大简化了计算。

令总的传热面积为 F ，则得：

$$F = F_g + F_b + F_p = 2 \pi r_2 B \quad (1-9)$$

式中 B —— 轮缘宽度；

r_2 —— 轮缘半径。

这时燃气传给轮缘的热量 Q 可假想为在相对于这一传热面积 F 和温度差 $(T_g^* - T_2)$ 下，以假想放热系数 α_{yc} 传递，故公式(1-8)可简化为：

$$Q_1 = 2 \pi r_2 B \alpha_{yc} (T_g^* - T_2) \quad (1-8a)$$

式中

$$\begin{aligned} \alpha_{yc} = & \frac{F_g}{F} \alpha_g + \frac{F_b}{F} \alpha_b \frac{F_k \lambda_k}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} \\ & + \frac{F_p}{F} \alpha_p \frac{F_k \lambda_k}{F_k \lambda_k + F_p \alpha_p + F_b \alpha_b} \end{aligned} \quad (1-10)$$

轮盘传给两侧冷却空气的热量 Q_2 和 Q_3 一般是相等的，这是由于两侧的冷却空气流量和进口温度相同的缘故。如果不同的话，则 Q_2 和 Q_3 应分开计算。

由于轮盘温度和冷却空气温度都沿径向变化，同时轮盘对冷却空气的放热系数 α_a 通常沿径向也发生变化，因此在求轮盘传给冷却空气的热量时，应将轮盘分段进行计算。轮盘各段沿一侧面传给冷却空气的热量为：

$$q = \pi (r_a^2 - r_i^2) \alpha_{acp} (T_{cp} - t_{acp}) \quad (1-11)$$

式中

r_a —— 各段外径；

r_i —— 各段内径；

$$\alpha_{acp} = \frac{\alpha_{a_a} + \alpha_{a_i}}{2} \text{ —— 各段平均放热系数；}$$

$t_{acp} = \frac{t_{aa} + t_{ai}}{2}$ —— 各段冷却空气的平均温度;

$T_{cp} = \frac{T_a + T_i}{2}$ —— 各段轮盘的平均温度。

轮盘传给两侧冷却空气的总热量, 则按下式计算 (假定两侧放热量相等):

$$Q_2 + Q_3 = 2 \sum \pi (r_a^2 - r_i^2) \alpha_{acp} (T_{cp} - t_{acp}) \quad (1-11a)$$

§1-3 轮盘温度场的基本方程式

在一般情况下, 轮盘宽度沿径向的变化是不大的, 因此可假定它是等厚度的。这个假定对于轮盘温度场的分布影响很小, 但对于计算则大为简化。

轮盘温度场的基本方程式可用下列方法推导出。在轮盘中, 离中心 r 处取一微小圆环, 圆环的厚度为 dr , 如图 1-7 所示。

按傅立叶定律, 在单位时间内通过这一层圆环的热量为:

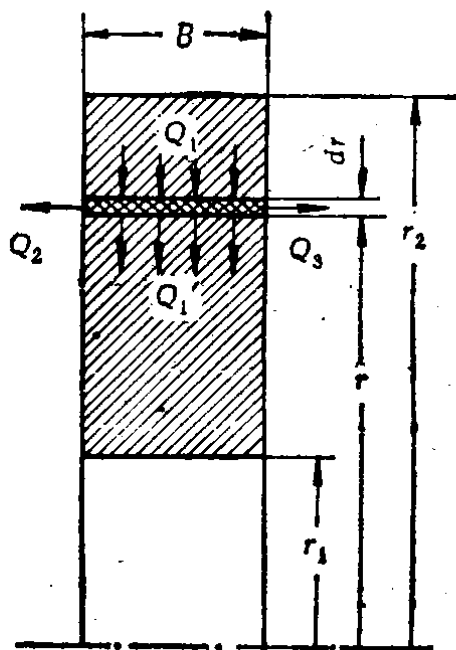


图1-7 等厚度轮盘简图

$$Q = - \lambda F \frac{dT}{dr} = -2\pi r \lambda B \frac{dT}{dr} \quad (1-12)$$

在微小圆环的外圆表面上, 传入的热量 Q_1 和内圆环表面传出的热量 Q_1' 之间的热量差 dQ 等于:

$$\begin{aligned}
 Q_1 - Q'_1 &= dQ = d\left(-2\pi r \lambda B \frac{dT}{dr}\right) \\
 &= -2\pi \lambda B d\left(r \frac{dT}{dr}\right) \quad (1-13)
 \end{aligned}$$

在微小圆环的两侧，由于冷却空气所带走的热量为：

$$Q_2 + Q_3 = 2Q_2 = 2 \cdot 2\pi r dr \cdot \alpha_a (T - t_a) \quad (1-14)$$

按热平衡方程式得出：

$$|Q_1 - Q'_1| = |Q_2| + |Q_3| \quad (1-15)$$

将(1-13)和(1-14)式代入(1-15)式，得：

$$2\pi \lambda B d\left(r \frac{dT}{dr}\right) = 4\pi r \alpha_a (T - t_a) dr \quad (1-16)$$

$$d\left(r \frac{dT}{dr}\right) - \frac{2\alpha_a}{\lambda B} (T - t_a) r dr = 0$$

$$\frac{d}{dr}\left(r \frac{dT}{dr}\right) - \frac{2\alpha_a}{\lambda B} (T - t_a) r = 0$$

$$r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - \frac{2\alpha_a}{\lambda B} (T - t_a) r = 0$$

$$\therefore \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} - \frac{2\alpha_a}{\lambda B} (T - t_a) = 0 \quad (1-17)$$

上式即为轮盘温度分布的微分方程式。

$$\text{令} \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda B}}$$

$$x = mr$$

将上式代入(1-17)式中可得：

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{dT}{dx} - (T - t_a) = 0 \quad (1-18)$$

方程式 (1-18) 为虚变数零阶贝塞尔方程, 它的两个特解为:

$$I_0(x) = 1 + \frac{x^2}{2^2} + \frac{x^4}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{x^6}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \dots \quad (1-19)$$

$$\begin{aligned} K_0(x) = & - \left[\ln\left(\frac{1}{2}x\right) + C \right] \left(1 + \frac{x^2}{2^2} \right. \\ & + \frac{x^4}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{x^6}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \dots \left. \right) \\ & + \frac{x^2}{2^2} + \left(1 + \frac{1}{2} \right) \frac{x^4}{2^2 \cdot 4^2} \\ & + \left(1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} \right) \frac{x^6}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \dots \end{aligned} \quad (1-20)$$

式中 $C = 0.5772$ (欧拉常数)。

而通解则为:

$$u = T - t_a = AI_0(x) + BK_0(x) \quad (1-21)$$

为了求得方程式 (1-21) 中的积分常数 A 和 B , 可列出轮盘的边界条件。

$$\left. \begin{aligned} & \text{在轮盘内径处, } r = r_1, \quad u'_1 = 0 \\ & \text{在轮盘外径处, } r = r_2, \quad u_2 = T_2 - t_{a2} \end{aligned} \right\} \quad (1-22)$$

将上列边界条件代入 (1-21) 式得:

$$\begin{cases} AI_1(x_1) - BK_1(x_1) = 0 \\ AI_0(x_2) + BK_0(x_2) = T_2 - t_{a2} \end{cases}$$

将这两式联合求解则得:

$$\begin{cases} A = \frac{K_1(x_1)(T_2 - t_{a2})}{K_1(x_1)I_0(x_2) + K_0(x_2)I_1(x_1)} \\ B = \frac{I_1(x_1)(T_2 - t_{a2})}{K_1(x_1)I_0(x_2) + K_0(x_2)I_1(x_1)} \end{cases} \quad (1-23)$$

将积分常数 A 、 B 代入(1-21)式, 可得:

$$T = t_B + (T_2 - t_{a2}) \frac{K_1(x_1)I_0(x) + I_1(x_1)K_0(x)}{K_1(x_1)I_0(x_2) + K_0(x_2)I_1(x_1)} \quad (1-24)$$

公式(1-24)即为等厚度、单盘转子温度场的基本方程式。利用它可以确定轮盘中的温度分布。

§ 1-4 直算法中计算公式的推导

在第二节中, 我们已对转子中热流进行了分析, 在忽略主轴带走的热量 Q_4 下, 转子中热流应该满足下列热平衡方程式:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (1-25)$$

也就是说, 燃气传给轮缘的热量应该等于转子放给两侧冷却空气的热量。在一般情况下, 由于燃气的流量很大, 因此, 即使在有冷却气流的情况下, 也可以认为燃气的温度 T_g^* 保持不变。但是, 转子盘面上的冷却空气则由于流量小 (通常仅占燃气流量的 1~3%), 行程长, 故进、出口的气流温度相差很大。在燃气涡轮的热力计算及结构型式确定以后, 燃气的滞止温度 T_g^* 和冷却空气的进口温度 T_{a1} 即属已知, 冷却空气的出口温度 T_{a2} 只需按加热温增进行计算。为了解决这一问题, 必须列出另一热平衡方程式: