

燃气轮机论文译丛

第 一 集

科学出版社

內 容 介 紹

本書系統地介紹了蘇聯鮑曼高等工業學校渦輪機教研室從事燃氣輪機研究工作的成果。包括發展前途的討論，壓氣機的效率的提高，燃用固体燃料等方面的理論研究及有关實驗裝置等文章。

各論文由中國科學院動力研究室及清華大學燃氣輪機教研組的劉高聯、凌志光、鄭紅、倪維斗和吳勉等同志翻譯，由吳仲華教授審編。

燃氣輪機論文譯丛 第一集

中國科學院動力研究室 編譯
清華大學燃氣輪機教研組

※

科學出版社出版（北京朝陽門大街117號）
北京市書刊出版業營業許可證出字第061號

中國科學院印刷廠印刷 新華書店總經售

※

1958年11月第一版	書號：1511 字數：143,000
1958年11月第一次印刷	開本：787×1092 1/18
（京）0001--1,370	印張：6

定價：（10）0.95元

譯 序

为了能更好地供应国内燃气轮机工作者一些最新的参考资料，中国科学院动力研究室和清华大学燃气轮机教研组的工作同志准备把他们在日常工作中看到的一些优良的外国有关燃气轮机的论文，随时翻译出来，由科学出版社作为专刊出版。

这次出版的第一册这种翻译文集中包括的论文主要是莫斯科包曼工业大学轮机制造教研组为纪念该校 125 周年纪念而出版的一本“燃气轮机制造问题论文集”中的六篇论文；此外又加上该教研组主任 B. B. 烏瓦洛夫博士教授等发表在苏联“热力工程”杂志和苏联科学院技术科学部通报上的三篇论文。因之，这一册中的论文全部是包曼工业大学轮机制造教研组的教师们所写的。在这里，我们也可以看到苏联大学中一个教研组的科学研究力量的强大了。

译者們希望这些翻译集的出版，能够对我国的燃气轮机事业起一些有益的作用。

中国科学院动力研究室
清华大学燃气轮机教研组

目 录

B. B. 烏瓦洛夫: 燃气輪机及其在电力和运输中应用的前途.....	1
B. B. 烏瓦洛夫: 具有空气渦輪的离心式压气机的計算.....	11
B. B. 烏瓦洛夫: 离心式压气机之吸气装置及其計算.....	19
B. C. 別克涅夫: 考虑空气可压缩性时压气机吸气装置的計算.....	42
Ю. М. 普且耳金: 燃烧固体燃料的燃气輪机燃烧室工作的研究.....	51
Ю. М. 普且耳金: 燃气輪机煤粉燃烧室工作过程的研究.....	62
A. П. 切尔諾勃洛夫金: 叶輪旋风除灰器的理論研究.....	70
A. П. 切尔諾勃洛夫金: 清除含灰气流新方案的研究.....	79
H. Л. 格里亚茲諾夫: 考虑摩擦及传热时气体在变截面气道中的流动.....	87
附录: 莫斯科包曼工业大学“輪机制造”专业.....	101

燃气輪机及其在电力和运输中应用的前途

技術科学博士烏瓦洛夫 (B. B. Уваров) 教授

內 容 提 要

本文分析了在电力和交通运输中采用燃气輪机进展得緩慢的原因, 指出了燃气渦輪前燃气温度的提高对燃气輪机装置所有指标所起的决定性影响, 論証了: 要解决采用高温的难题就不仅需要在冶金方面想办法, 同时也需要在燃气輪机的构造方面想办法。当掌握了在燃气輪机中采用固体燃料以及高温之后就可以期望区域发电站的效率达到 55—60% (蒸汽动力设备效率的发展远景也不过是 38—40%), 而燃用煤的燃气輪机车的效率就是不用任何热交换器也可以达到 35—40%。

关于建立能把蒸汽輪机和內燃机的优点結合起来的燃气輪机的思想在相当久以前就已经产生了, 但是在很长的时期內燃气輪机方面仅仅是出现了数目众多的专利权和个别的試驗样品。

在最初的阶段, 实际造成的燃气輪机大多数是定容燃烧的。

早在 1930 年在柏林举行的国际动力会议上, 西方学者們所持的观点是: 定容燃烧的燃气輪机比定压燃烧的燃气輪机优越。1933 年卓基可夫 (Г. И. Зотиков)^[1] 坚决出而反对这个观点, 并令人信服地証明了定压燃烧燃气輪机是有发展远景的。

嗣后燃气輪机制造方面的理論和实践都显示出定压燃烧燃气輪机的优点, 虽然有时在有关构造方面的问题能得到順利解决的条件下定容燃烧的燃气輪机也可以在若干部門中得到应用^[2]。

今天在高速航空方面燃气輪机得到了广泛的应用, 并且在最近十年以来已几乎完全排挤掉了活塞式发动机。

应当指出, 远在 1936—1937 年留利卡 (А. М. Люлька) 教授就已給燃气輪机在航空中的应用作出了深刻的科学論証。他的想法在当时是如此的新穎, 以至許多“学者”都把它看作是发明家的“怪念头”。

無論在苏联或是在国外, 在电力和地面运输中采用燃气輪机装置的工作都是进展得慢得多的。

尽管在国外有很多公司在研究固定式和运输用燃气輪机, 并且在这些外国公司当中还有象 MV (Metropolitan-Vickers) 公司、帕逊氏 (Parsons) 公司、英国电气 (English Electric) 公司、通用电气 (General Electric) 公司、西屋 (Westinghouse) 公司、BB (Brown-Boveri) 公司、爱希尔-韦斯 (Escher-Wyss) 公司等大公司; 但所建成的燃气輪机装置的总数和容量是极小的。例如通用电气公司总共只出产了总容量为四十万馬力的燃气輪机。

应用液体燃料的燃气轮機車也还没有得到广泛的采用，虽然在十四年以前第一台燃气轮機車已經投入运行了，至于在汽車上和坦克上采用燃气轮机目前只有一些試驗用的样品，并且它們的各项指标也不够高。

燃气轮机装置循环的各项主要指标和燃气初温的关系

众所周知，燃气轮机装置的效率大大地取决于循环的最高温度 T_3 和进口空气温度 T_0 之比值，并且比值越高則效率也越高。

燃气轮机所以能在航空中应用得很順利，除了其它因素以外，是由于在高空中 T_0 低，而且由于航空发动机的使用期短，因此就可以把 T_3 提得很高。

例如，对航空用燃气轮机來說，实际采用的 $T_3 = 1100^\circ\text{K}$ (827°C)，而 $T_0 = 216^\circ\text{K}$ (-57°C)，此时

$$\tau = \frac{T_3}{T_0} = \frac{1100}{216} \approx 5.$$

甚至对最简单的系統（見图 1）來說，当 $\tau = 5$ 时燃气轮机装置的效率也可达 42%。此时必須使压气机后的空气压力 p_2 和外界空气压力 p_0 之比达到 $\pi_k = \frac{p_2}{p_0} \approx 40$ （見图 2）。

在地面上，对外界空气的平均温度是 $T_0 \approx 288^\circ\text{K}$ ，并且当燃气轮机装置的运行期限不小于一万小时的时候，由于材料强度的限制， T_3 不应超过 $1023-1073^\circ\text{K}$ ($750-800^\circ\text{C}$)。关于陶质材料和金属-陶质材料方面目前也还没有足以令人乐观的资料。因此在固定式和铁路运输用燃气轮机装置中 τ 一般是在

3—3.5 之間，此时根据图 2 裝置的效率 $\eta = 24-28\%$ 。这一点也說明了为什么燃气轮机在地面裝置中沒有很快地被采用。

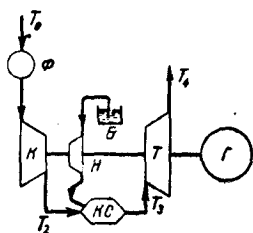


图 1. 燃气轮机装置最简单的系统图。

- T——燃气涡轮；
- K——压气机；
- KC——燃烧室；
- H——燃料泵；
- Φ——空气过滤器；
- Б——燃料箱；
- Г——发电机。

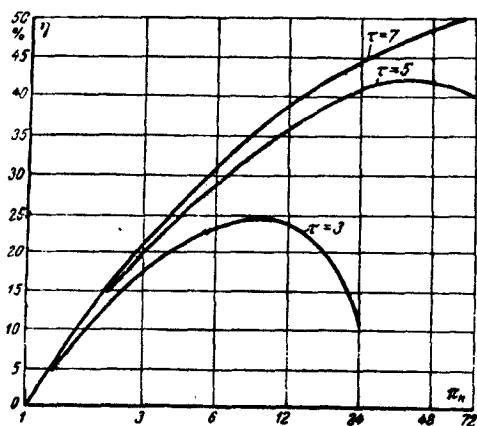


图 2. 最简单的燃气轮机装置的效率和循环参数之间的关系（設燃气涡轮效率 $\eta_T = 0.9$ ；压气机效率 $\eta_K = 0.85$ ）。

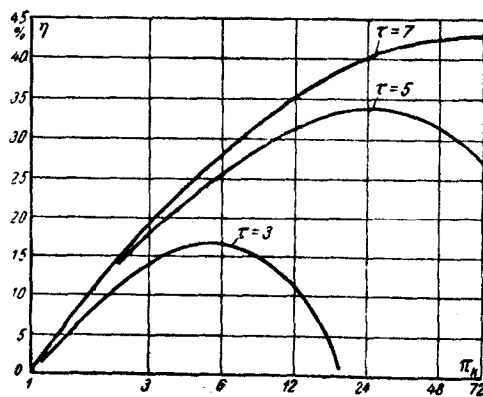


图 3. 最简单的燃气轮机装置的效率和循环参数之间的关系（ $\eta_T = 0.85$ ； $\eta_K = 0.80$ ）。

图3和图2一样给出了在 τ 的各种数值下 $\eta = F(\pi_k)$ 的曲线,不同的只是在图3中燃气涡轮和压气机的效率 η_r 和 η_k 取得比图2的低些。

比较图2和图3后可以看得出: τ 越高 η_r 和 η_k 对燃气轮机装置的影响就越小,也就是说,燃气的温度越高,则燃气轮机的,尤其压气机的通流部分的完善程度所起的作用就愈小。例如,把 η_k 从85%降低到80%,则当 $\tau = 3$ 时每一缸的燃料消耗量将增加17—20%,而当 $\tau = 7$ 时每一缸的燃料消耗量只增加2—3%(视压力升高比而定)。如果把 η_r 从90%降低到85%,并且同时把 η_k 从85%降低到80%,则当 $\tau = 3$ 和 $\tau = 7$ 时每缸燃料消耗量的增加依次为50%和20%。

图2和图3的曲线是根据气体比热 c_p 等于常数($c_p = 0.274$ 大卡/公斤 $\cdot^\circ\text{C}$)计算而得的。也有人认为 c_p 随 T_3 之提高而增加这一特性会使 η 的数值降低。

在图4中把当 $c_p = 0.24$ 和 $c_p = 0.21 + 0.1 \frac{T}{1000}$ 时的效率和单位重量燃气的做功能力 h 作了比较。 $c_p = 0.21 + 0.1 \frac{T}{1000}$ 这一关系式是随意写出的,并且有意使这一式子的曲线比真正的 $c_p = f(t)$ 的曲线来得陡些。和图2及图3不同,在图4中还考虑了燃烧室的流动阻力。

研究了图4后可以看出: c_p 随温度而变化这一性质把 η 的最高点推向 π_k 较高的区域,并把 η 的最大值稍微提高一些;而当顾及 c_p 随温度而增大时, h 则大大增加,由此可以得出结论:如果假定 $c_p = \text{常数}$,则当 π_k 的数值较小时所求得的 η 将偏高,而当 π_k 较大时则求出的 η 将偏低。此时 η 的最大值并没有什么增加。如果燃气轮的计算是根据 h 达到最大值时之 π_k 来进行的,则由图4(曲线上的星点)可以看出:根据 $c_p = \text{常数}$ 和 $c_p = \text{变数}$ 所求出的 η 实际上是相等的(根据 $c_p = \text{变数}$ 时所求出的 η 稍为大一点)。

因此,根据 $c_p = \text{常数}$ 所进行的计算是具有一定的裕度的,因为此时所求出的 η ,尤其是 h ,要比在 $c_p = \text{变数}$ 的情况下来得小些。因为 $c_p = \text{常数}$ 时的计算要简单得多,所以在初步计算中可以采用这个简化条件。

根据上述理由由图5与图6中表示 h 和 h_{**} 跟 π_k 的关系的曲线是根据 $c_p = 0.274 = \text{常数}$ ($\frac{k-1}{k} = 0.25$)求得的。

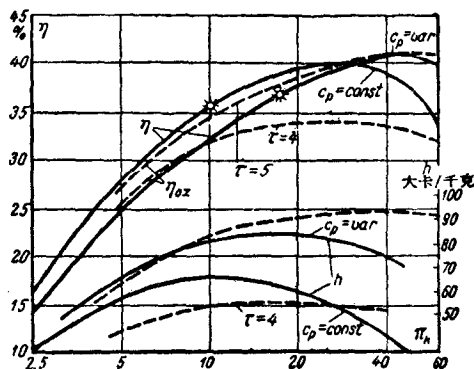


图4. 比热 c_p 随温度而增加这一性质对循环特性的影响($T_0 = 288^\circ\text{K}$; $T_3 = 1400^\circ\text{K}$). 图中的虚线是表示有空气冷却时 η_{ox} 和 h 的变化曲线(2.3)。

* 当 $c_p = a + bT$ 时绝热方程是: $\frac{T_2}{T_1} c^{\frac{b}{a}} \frac{T_1 - T_1}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{AR}{a}}$.

** 单位容积燃气的作功能力 h_v 是功(以卡为单位)和燃气涡轮出口处燃气体积之比值, h_v 在估计燃气涡轮最末一级的尺寸时有用处。和 h 一样, h_v 也和吸气侧的参数(p_0, T_0)有关。

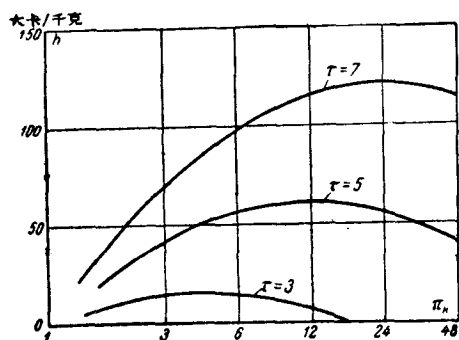


图 5. 单位重量燃气的做功能力和循环参数间的关系 ($\eta_r = 0.85$; $\eta_k = 0.80$; $P_0 = 1$ 绝对大气压; $T_0 = 288^\circ\text{K}$).

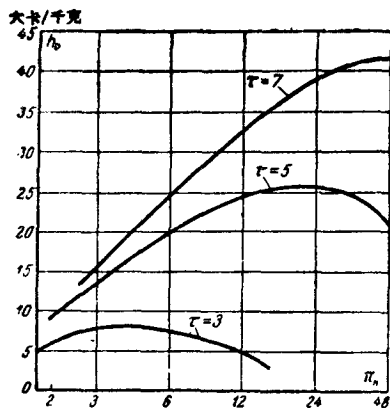


图 6. 单位容积燃气的做功能力和循环参数间的关系 ($\eta_r = 0.85$; $\eta_k = 0.80$; $P_0 = 1$ 绝对大气压; $T_0 = 288^\circ\text{K}$).

图 5 和图 6 的分析说明了有很大的可能来增大 T_3 以减少燃气涡轮的尺寸; h 越大, 则通过压气机和燃气涡轮的空气流量就越小, 同时在保持末级余速损失所佔的百分比不变下燃气涡轮末级的轴向速度就越可以增大。

燃气轮机的有效功率可以用 h 和 h_v 表示如下:

$$N = 383 f \cdot h_v \sqrt{\xi} h \text{ 瓩},$$

式中 f ——燃气涡轮最末级出口截面面积, 米²;

ξ ——单位重量燃气的做功能力中消耗于形成出口速度的部分。

JM3¹⁾ 厂功率为十万瓩的汽轮机每一股排汽(汽轮机有二路排汽)的出口面积是 4 平方公尺。根据图 5 和图 6, 最末级尺寸与此相当的燃气轮机的有效功率和效率的数值将为(当 $\xi = 0.03$ 时):

τ	: 3	5	7
N (千瓩):	7.08	50.8	119.0
η (%) :	16.5	32	4.1

应当指出上面所讲过的一切都是针对图 1 所示的最简单的热力系统而言的, 并没有提到燃气涡轮和压气机的轴数。

总之, 温度升高比 τ 对燃气轮机装置循环的各主要指标的影响是很大的。但是要在地面条件下提高 T_3 以便把现有的 τ 值大大地提高, 就要求对通流部分进行冷却。

喷管和叶片之冷却对燃气轮机经济性的影响

原则上燃气涡轮叶片、喷管和外壳的冷却毫无疑问是完全有可能的, 在这方面主要的困难是构造上的问题。

1) 是“列宁格勒斯大林金属工厂”的缩写——译者。

試驗(誠然試驗還不多)說明了:冷却对速度系数 φ 和 ψ 的影响是微不足道的。比較重大的損失是冷却介質所帶走的热量損失。为了估計通流部分的冷却使燃气做功能力降低的程度,下面引用了一些气体在叶片通道中流动的关系式。

从燃气向叶片放热的系数 α 可根据下式計算^[3]:

$$\alpha = \frac{\lambda}{b} \cdot C_a \text{Re}^m, \quad (1)$$

式中 C_a ——常数,等于0.8—1.0; $m = 0.545$;

λ ——叶栅进口处燃气的导热系数; b ——叶片型面的弦长; $\text{Re} = \frac{w_1 b}{\mu \nu_1 g}$ ——叶栅

进口处的雷諾数。

每秒钟通过叶片通道的燃气量为

$$G = \frac{b \cdot l w_1 \sin \beta_1}{\nu_1 \frac{b}{t}}, \quad (2)$$

式中 l 和 t 是叶片长度和叶栅的节距。

叶片通道的全部面积为

$$f_0 = \xi_0 b l \left(1 + \xi_1 \frac{t}{l} \right), \quad (3)$$

式中 ξ_0 ——叶型的形状系数($\xi_0 > 2$); $\xi_1 = 0.8—1.0$ 是考虑构造特点的一个系数。

通过叶片通道时燃气的温降 ΔT 是根据下列放热方程求出的:

$$G c_p \Delta T = \alpha f_0 (T_r - T_{cr}), \quad (4)$$

式中 c_p ——燃气的比热; T_r ——燃气在叶片通道进口处的温度; T_{cr} ——叶片壁的温度。

注意到燃气导热系数为

$$\lambda = a_m g \mu c_v, \quad (5)$$

式中 c_v ——燃气的定容比热; a_m ——常数,在 200°C 时 $a_m = 1.9$, 在 1000°C 时 $a_m = 1.6$;

g ——重力加速度。

根据(1)至(5)式可得

$$\Delta T = \frac{a_m C_a \frac{b}{t} \cdot \xi_0 \left(1 + \xi_1 \frac{t}{l} \right)}{K \sin \beta_1} \left(\frac{g \mu V_1}{b w_1} \right)^{1-m} (T_r - T_{cr}), \quad (6)$$

式中 $k = \frac{c_p}{c_v}$ 。

以 β 代表(6)式右端 $(T_r - T_{cr})$ 的乘因子,則可改写为

$$\Delta T = \beta (T_r - T_{cr}). \quad (6a)$$

无量纲系数 β 随着燃气在各級間之膨胀而增大,但可取第一列和最末一列的 β 的平均值,并假定各級的 β 都等于这个平均值,这种假設还是足够准确的。这样一来 ΔT 就将随 T_r 而变化:在第一列噴管前 $T_r = T_3$,以后 T_r 就逐漸降低。

設燃气渦輪中的总热降为 H ,噴管叶片和工作叶片的总列数为 n ,則在第 z 列叶片中

由于冷却而减少的热降为(当各列热降相等时)

$$\Delta H_z = \beta \frac{\left[T_3 - T_{cr} - \frac{(z-1)H}{nc_p} \right] \left(H - \frac{zH}{n} \right)}{\left(T_3 - \frac{zH}{nc_p} \right)} \quad (7)$$

把从 $z=1$ 到 $z=n-1$ 的所有各 ΔH_z 总加起来, 就可以求出冷却所引起的总热降损失(此时, 近似地认为过程是绝热过程):

$$\Delta H_{ox} = \sum \Delta H_z = \beta H \sum_{z=1}^{n-1} \frac{\left[\frac{(T_3 - T_{cr}) \cdot c_p}{H} + \frac{1}{n} - \frac{z}{n} \right] \left(1 - \frac{z}{n} \right)}{\frac{T_3 c_p}{H} - \frac{z}{n}} \quad (8)$$

令 $\frac{(T_3 - T_{cr})c_p}{H} + \frac{1}{n} = a_2; \quad \frac{T_3 c_p}{H} = b_1; \quad \frac{(T_3 - T_{cr})c_p}{H} = a_1.$

则由于冷却而损失的总热降为

$$\Delta H_{ox} = \beta H \sum_{z=1}^{n-1} \frac{\left(a_2 - \frac{z}{n} \right) \left(1 - \frac{z}{n} \right)}{b_1 - \frac{z}{n}} = \beta H \sum_{z=1}^{n-1} h_z \quad (9)$$

总和 $\sum h_z$ 可用梯形法求出, 并且梯形面积之总和可用积分来代替, 其准确度可达 1—3%。这时, 经过若干必要的变换后可以得到下列计算 $\sum h_z$ 的公式:

$$\sum_{z=1}^{n-1} h_z = \frac{h_1 + h_{n-1}}{2} + n \left\{ (1 + a_2) \frac{n-2}{n} - [b_1^2 + a_2 - b_1(1 + a_2)] \ln \frac{b_1 - \frac{n-1}{n}}{b_1 - \frac{1}{n}} - \right. \\ \left. - \frac{n-2}{n} \left(b_1 + \frac{1}{2} \right) \right\} \quad (9a)$$

根据公式 (9) 求出之热降损失以及冷却介质带走之热量 $Q_{引山}$ 都列于下表中。下表之计算是根据: $a_1 = 0.895$ 而 $b_1 = 1.9$ (相当于 $T_3 = 1500^\circ K$, $T_{cr} = 800^\circ K$, $H = 216$, $c_p = 0.273$, $P_3 = 20$ 绝对大气压)。

表 由于喷管和叶片的冷却所引起的热降损失

项 目	数			
	2	3	5	8
Σh_z (准确数值)	0.74	1.07	1.765	—
Σh_z [根据(9a)式]	0.716	1.12	1.77	2.82
ΔH_{ox}	2.28	3.35	5.5	8.8
Q_{ora}	6.45	8.9	13.85	21.1
$\Delta H_{ox}/H, \%$	1.06	1.55	2.54	4.05

冷却所损失之热量当 $\beta = 0.0144$ 时是根据下式计算:

$$Q_{引山} = \sum_{z=1}^n c_p \Delta T_z = \beta H n \left(a_1 - \frac{n-1}{2n} \right), \quad (10)$$

上式之推导中也是假定各列叶片中之热降是相等的。

分析了上表可以看出:按公式(9a)算出的结果和准确数值是很相符的。

应当指出,如果在冷却过程中燃气温度变得低于壁面温度,那么就必需改变公式(9)中总和之上限。例如,假定在 ζ 列以后 T_r 和 T_{er} 相等了,那么,总和之上限就不是 $n-1$ 而应当是 ζ 。这时相应地公式(9a)就应当改写为

$$\sum_{z=1}^{z=\zeta} h_z = \frac{h_1 + h_\zeta}{2} + n \left\{ (1 + a_2) \frac{\zeta - 1}{h} - [b_1^2 + a_2 + b_1(1 + a_2)] \ln \frac{b_1 - \frac{\zeta}{n}}{b_1 - \frac{1}{n}} - \frac{\zeta - 1}{n} \left(b_1 + \frac{\zeta + 1}{2n} \right) \right\}. \quad (9b)$$

这时,公式(10)也应当作相应的变换。

总热降损失随着级数之增加而增大,但却随着 T_{er} 之增高而显著地减少。当 $n = 16$ (级数 = 8)时把 T_{er} 从 800°C 提高到 900°K 会使热降损失从4.05%降到2.8%。

增加 n 会降低速变 w_1 ,也可能提高 β ,因为此时叶片长度 l 也同时增大。提高初压力会减小 v_1 和 β 。在高空飞行的条件下当 T_3 和 H 不变时 v_1 大大地增高, l 之增加还抵不上 v_1 之增加,因此 β 就会大大提高。

提高圆周速度会有效地降低 β (由于 w_1 提高了)并减少级数,这就会大大减少 ΔH_{ox} (当相对内效率不变时)。也应当会利用 b 这个量,要知道当叶片长度足够大时,加大 b 就会降低 β 。对工作叶片和喷管叶片来说 T_{er} 可以是不同的,因为后者所受的机械负载较小,并且当构造设计得很好时对喷管叶片来说就可以只考虑它的耐热性而不考虑它在高温下的强度。

计算说明了当 $T_3 = 1500^\circ\text{K}$, $T_{er} = 900^\circ\text{K}$ 时, ΔH_{ox} 可以永远保持在1.5—2%之范围内。当 T_3 不变时,提高 p_3 不仅会减小 β (因 v_1 减小了)而且也使 Σh_z 降低,因为 H 之增加会降低 b_1 和 a_2 ,而 $\frac{a_2 - \frac{z}{n}}{b_1 - \frac{z}{n}}$ 将减小,这也就是总和 Σh_z 也将降低。例如,当 T_3 仍然等于 1500°K 而 T_{er} 仍然等于 800°K 时,把 p_3 由20绝对大气压提高到40绝对大气压,此时 $H = 246$,就使 ΔH_{ox} 由4.05%降到3.3%。

以积分代替梯形(和在计算 Σh_z 的时候一样)就可以求出在没有冷却的燃气涡轮中重热系数(即热降之增加量和总热降之比)的计算,其误差为10—20%:

$$\sigma = \frac{\Sigma H_z - H}{H} = (1 - \eta_i) \left[\frac{n-2}{n} - (b_1 - 1) \ln \frac{b_1 - \frac{1}{n}}{b_1 - \frac{n-1}{n}} \right]. \quad (11)^*$$

* 如果在方括号中加进 $\frac{1}{2n^2} \left(\frac{n-1}{b_1 - \frac{1}{n}} \right) + \left(\frac{1}{b_1 - \frac{n-1}{n}} \right)$ 一项,则上式之准确度可以提高。

在 $b_1 = 1.9$ 及级的内效率 $\eta = 0.9$ 下, 当 $n = 16$ 时 $\sigma = 0.029$; 而当 $n = 10$ 时 $\sigma = 0.027$.

对于表中所列出的例题来说, 我们可以看出: 冷却使热降降低的数值, 大致和 σ 所增加者相当. 但这当然不是说, 冷却对燃气轮机的工作就没有影响. 相反的, 计算有冷却的燃气轮机时应特别仔细, 应很好的选择 β 中所包含各项量使得考虑了冷却和流动阻力损失以后燃气轮机的功为最大. 应当指出, 在采用回热系统的情况下, 亦即当 $Q_{\text{回热}}$ 是送回进入燃烧室的空气时, 燃气轮机装置的效率实际上可以说是不变的, 虽然回热器的受热面有一些增加. 冷却所引起的每百分之一的热降损失会引起 2—2.5% 的 h 的损失.

关于在运输方面应用燃气轮机的问题

在燃气轮机上回热设备, 至少是现有系统的回热设备, 没有得到广泛的应用, 而对于燃气轮机来说, 由于回热冷却燃气轮机工作构件所引起的任何经济性的降低将是实际上不存在的.

如果有关冷却的构造上的问题得到很好的解决, 同时由冷却所引起的经济性的降低得以减少, 那么在燃气初温 $= 1500^\circ\text{K}$ 以及初压 $= 20-25$ 绝对大气压的条件下燃气轮机的效率 η 可以达到 35—40%. 最初, 我们只能采用较低的燃气温度. 从图 2 及图 3 可以看出: 当 $\tau = 3$ ($T_3 = 865^\circ\text{K}$) 时如果 η_r 和 η_k 各从 90% 和 85% 变为 85% 和 80% 则燃气轮机装置的最大效率 $\eta_{\text{最大}}$ 就从 24% 降为 16%. 实际上 η_r 和 η_k 的数值是在上述数字范围之内, 因此燃气轮机的设计效率将在 20% 左右, 而其运行效率则将是 15~17%. 这就至少比现代蒸汽机车的效率大一倍至一倍半. 具有上述效率之使用液体燃料的燃气轮机已经出现了, 但还没有得到广泛的采用, 虽然其牵引特性也是适当的. 只有应用固体燃料的燃气轮机才能排挤蒸汽机车.

解决燃烧固体燃料的问题是燃气轮机制造业最重要的任务之一, 尤其对于铁路运输

来说更是如此, 因为即使在采用现有的材料和现在已掌握了叶片温度的情况下, 应用固体燃料的燃气轮机不论在经济性方面或功率方面都将大大地超过蒸汽机车.

复杂系统的采用

蒸汽轮机装置, 尤其是大功率的 (大于二万五千瓩的) 蒸汽轮机装置, 具有相当高的经济性. 要达到这样高的经济性对于燃气轮机来说就需要采用不论在热力过程或设备构造方面都更复杂的系统: 即采用压缩过程的中間冷却, 废气的回热和中間加热. 图 7 所示的是具有四次压缩 ($z=4$) 和三个燃烧室 ($z_1=3$) 的燃气轮机装置循环的温熵图.

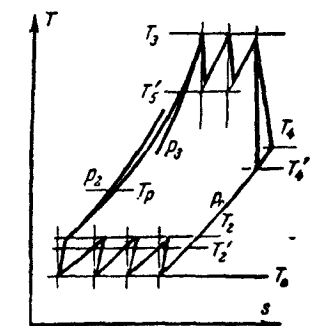


图 7. 具有压缩过程的中間冷却, 中間加热回热的燃气轮机装置的循环.

如果再引用下列符号:

$$\frac{T_3}{T_5} = x_1; \quad \frac{T_2'}{T_0} = x; \quad \frac{T_3}{T_4'} = x_2; \quad \frac{T_1}{T_4} = q,$$

则燃气轮机装置的效率将为

$$\eta = \frac{\tau \left[(z_1 - 1) \eta_{\tau_1} \left(1 - \frac{1}{x_1} \right) + \eta_{\tau_2} \left(1 - \frac{1}{x} \right) \right]}{\tau (1 - \sigma) \left(1 + \frac{x - 1}{\eta_K} \right) - \sigma q \frac{\tau}{x_2} + \frac{x - 1}{\eta_K}}$$

式中 $\sigma = \frac{T_p - T_2}{T_4 - T_2}$ 是回热度(参考图 7)。

图 8 给出了 $\tau = 3, 5, 7$ 时 $\eta = F(\pi_{K0})$ 和 $h = F(\pi_{K0})$ 的曲线, 其中 η_{τ} 依次取作 92%, 89% 和 86% (η_{τ} 之降低是为了考虑冷却损失), 而压气机效率都假定为 $\eta_K = 85\%$ 。 π_{K0} 是总压缩比, 而 $\pi_{T0} = \psi \pi_{K0}$ 是所有燃气轮的总膨胀比, ψ 是用以考虑燃气和空气通道流动阻力的系数。实际上当每一台压缩机的压缩比不大时(一般情况是如此) $\eta_K = 88-89\%$ (当 $z = 3$ 而 $z_1 = 2$ 时); 把 η_K 假定为 85% 是由于考虑了中间冷却器的阻力。

图 8 上之虚线是相当于 $T'_4 = 1000^\circ \text{K} = \text{常数}$, $z = 5$, $z_1 = 3$ 和 $q = 1$ 时之情况。这样一种系统可以在最后一级的尺寸为一定的情况下更增加装置的功率。当 $\tau = 5$ 时, 废气出口面积为 4 米² 的单流式燃气轮机的有效功率可达十七万五千瓩 (η 高于 50%); 同时最后一级的温度将低于 500°C (应使 $x_2 > x_1$; 参看图 7)。当 $\tau > 5$ 时总压缩比 π_{K0} 升高到 60~80 (目前采用 12~16)。还要指出: 功率为十万瓩的 ЛМЗ 蒸汽轮机的膨胀比等于 2000。由于必需降低最后一级的温度, 因此 π_{K0} 就必须更为增大。

摆在前面的困难是很多的, 但值得顽强工作以求达到这样的目的。

在汽车运输方面应用燃气轮机还没有得到好的效果, 但就在汽车运输中燃气轮机的前途仍然是很大的。当采用回热器会碰到很大困难时应转而采用冷却叶片的方法, 但在这种情况下必须大大提高转速。

用于辅助设备的燃气轮机的转速达到 46000 转/分, 把温度提高到 1200°C^* 时转速还得增加几乎一倍。这是摆在汽车用燃气轮机面前的巨大任务之一, 解决这个问题就能得到很大的效果。

结 语

本文没有谈到燃气轮机在今天就已经得到应用的一些领域, 例如: 高炉鼓风机, 化学工业的设备, 煤气输送站, 小的辅助装置等等; 也没有讨论闭式系统和地下煤气化的问题。

* 应当指出: 当 $T_3 > 1200^\circ$ 时压气机效率 η_K 的影响将比较小。

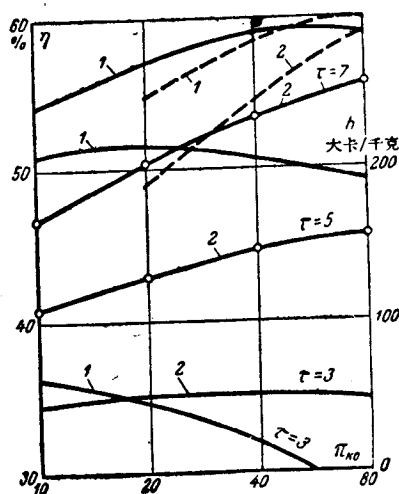


图 8. 燃气轮机装置效率及单位重量燃气的做功能力与循环参数间的关系。

曲线 1 表示 η , 曲线 2 表示 h ; 本图是根据图 7 所示的循环绘制的。

为了在铁道运输中和大型动力设备中广泛采用燃气轮机就必须解决下列几个主要问题:

1. 固体燃料的采用以及燃烧产物的净化.
2. 高温(約 1200°K 左右)的采用,此时燃气轮机装置的流动特性应不致有显著的降低.
3. 提高交换器的效率.

另外还有下列任务(主要是对于小型及汽车用燃气轮机来说的):

- a) 改善燃气涡轮,压气机通流部分以及空气和燃气的通道的流动特性.
- б) 研究出构造简单及工作可靠的高速度(約达 80000—100000 轉/分)轴承和轴承座以及具有高变速比的减速器(机械式,水力式或气力式等等).
- в) 研究出工作可靠的燃气涡轮喷管调节装置.

希望我們的工业能加速掌握燃气轮机使将之应用到采用燃气轮机在经济上无疑的已是有利的那些部门中去. 同时,这样,制造燃气轮机的經驗也将积累起来,而当上述任务得到圆满的解决(这一点毫无疑问是能做到)以后将很顺利地过渡到燃气轮机的大量生产.

参 考 文 献

- [1] Г. И. Зотиков, ВКТО № 4, 1933.
- [2] В. В. Уваров, "Сорена" № 6, 1935.
- [3] О. И. Голубева 和 М. И. Востриков, "燃气轮叶片的冷却(国外書籍評介) МАП, 1954.
(吳 勉譯,刘高联校)

具有空气涡轮的离心式压气机的计算

科学技术博士烏瓦洛夫 (B. B. Уваров) 教授

图 1 是涡轮压气机的简图。AA 截面上表示了空气涡轮叶片 6 及压气机工作叶轮的尾端 7。BB 截面上表示了导叶型线 9 及导流器。对于流过压气机各部分的空气参数都将加註其相应直径 D 所具的足标。只是 P_0 和 T_0 例外，它們表示进入压气机前大气的状态参数，并认为此时空气的速度等于零。

图 2 是在温熵图上的过程图，其中

$T_0-T'_0$ ——静导流器中的膨胀过程，在其出口处形成环流 Γ_0 ；

T'_0-T_1 ——叶輪(指图 1 中之 4——譯者)中的压缩过程(也可能是膨胀过程)；应注意 $T_0^{(1)}$ 及 T_1 二状态点将随着空气流面的位置而改变。

其次， T_1-T_2 ——压气机叶輪中的压缩过程[从环流值为 Γ_1 的 D_1 到 D_2 (图 1)]；

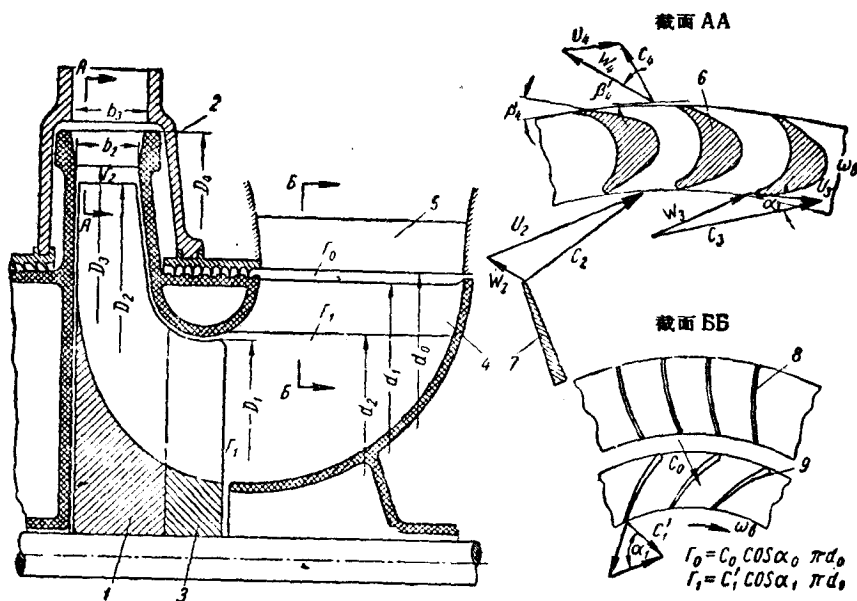


图 1. 涡轮压气机的简图。

1—压气机的工作叶輪；2—經流式空气輪机；3—轉动导流器；4—空气涡轮吸
气边导入空气用的导叶欄(叶輪)；5—帶有叶片的靜导流器；6—空气涡轮的叶
片；7—压气机叶輪尾端；8—靜导流器的叶片；9—导叶型綫。

1) 此处 T_0 似应为 $T_0^{(1)}$ ——譯者。

T_1-T_4 ——空气涡轮叶道中的压缩过程,它是离心力(从直径 D_3 到 D_4)和叶道本身作用的结果;

$T_4 - T_5$ ——速度能 $\frac{C_4^2}{2g} A$ [見 AA 截面(图 1)] 的消耗过程.

应当指出,在所討論的压气机中,出了叶輪以后的大部分速度能在空气渦輪中轉变为机械功^[1].

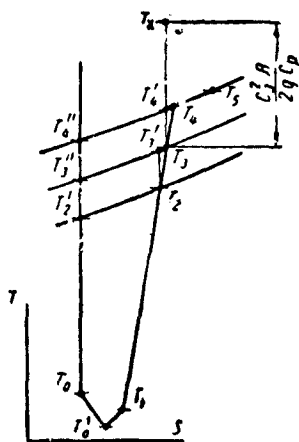


图 2. 在 $T-S$ 图上的压缩过程.

 $I_0, I_1, I_2, \dots, I_5$ ——热焓[千克/大卡]; μ ——气流滞后系数¹⁾(коэффициент оставания);

n ——空气涡轮的轉数: $n_B \approx (0.28 \div 0.35)n_{\text{ap}}$;

 n_{kp} ——叶輪每分鐘轉數；

$\alpha_{1,2,3}$ ——绝对速度与圆周切线方向的夹角;

$\beta_{3,4}$ ——相对速度与圓周切綫方向的夹角;

$$U_1 \text{——压气机叶輪的圓周速度, 等于 } \frac{\pi D_1 \cdot n_{\text{кр}}}{60};$$
$$U_3 \text{——空气涡轮的圆周速度, 等于 } \frac{\pi D_3 \cdot n_B}{60};$$

C ——帶有相應足標的各絕對速度；

W ——帶有相應足標的各相對速度。

按照基本定律,即消耗的功使空气热焓增高及速度能增加(假定无热交换),可得

$$I_2 - I_0 = \frac{\mu U_2^2}{g} \left[1 - \frac{\Gamma_1}{\Gamma_2} + \frac{\gamma_B}{n_{\text{KD}}} \frac{\Gamma_1 - \Gamma_0}{\Gamma_2} - \frac{\pi}{2 \cos^2 \alpha_s} \right] A = y \left(\frac{U_2}{100} \right)^2, \quad (1)$$

式中 y 代表除 U_1^2 以外的整个表示式再乘上 100^2 。为计算方便起见,以 $\frac{U_1}{100}$ 代 U_1 。

1) 譯者註：此處 $\mu = \frac{C_2 \cos \alpha_2}{U_2}$ 。

2) 譯者註:空氣渦輪導葉輪和壓氣機工作葉輪所消耗的功分別為:

$$L_B = \frac{\omega_B}{g} (r_2 C_1' \cos \alpha_1' - r_0 C_0 \cos \alpha_0) = \frac{\omega_B}{2\pi g} (\Gamma_1 - \Gamma_0),$$

$$L_{kp} = \frac{\omega_{kp}}{g} (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1) = \frac{\omega_{kp}}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1).$$

按基本定律

$$\begin{aligned} I_2 - I_1 &= A(L_{\text{кп}} + L_{\text{н}}) - \frac{A}{2g} C_2^2 = \frac{\Gamma_2 \omega_{\text{кп}}}{2\pi g} \left[1 - \frac{\Gamma_1}{\Gamma_2} + \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{кп}}} \frac{\Gamma_1 - \Gamma_0}{\Gamma_2} - \frac{\pi C_2^2}{\Gamma_2 \omega_{\text{кп}}} \right] A \\ &= \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} \left[1 - \frac{\Gamma_1}{\Gamma_2} + \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{кп}}} \frac{\Gamma_1 - \Gamma_0}{\Gamma_2} - \frac{C_2^2}{2U_2 C_2 \cos \alpha_2} \right] A \\ &= \frac{\mu U_2^2}{g} \left[1 - \frac{\Gamma_1}{\Gamma_2} + \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{кп}}} \frac{\Gamma_1 - \Gamma_0}{\Gamma_2} - \frac{\mu}{2 \cos \alpha_2} \right] A. \end{aligned}$$

$$I_3' - I_0 = \left(\frac{U_2}{100} \right)^2 \left[y\eta_{\text{кр}} + y_1\eta_A(1 - \zeta_2^2) \times \frac{I_0 + y\eta_{\text{кр}} \left(\frac{U_2}{100} \right)^2}{I_0 + y \left(\frac{U_2}{100} \right)^2} \right] \quad (2)$$

在上式中,

$$\eta_{\text{кр}} = \frac{T_2' - T_0}{T_2 - T_0}; \quad \zeta_2 = \frac{D_2}{D_3}; \quad y_1 = \frac{10^4 A \mu^2}{2g \cos^2 \alpha_2}; \quad \eta_A = \frac{T_3' - T_2}{T_3 - T_2} \quad (3)$$

縫式扩压器(由 D_2 到 D_3)的效率,当

$$\zeta_2 = 0.95 \div 0.98$$

时为

$$\eta_A = 90 \div 95\% [2].$$

压气机叶輪的效率 $\eta_{\text{кр}}$ 是一个相当复杂的量,因为它和很多过程(从 T_0 经过 T_0' 和 T_1 到 T_2)有关,并且照实质来说应将它分成各段来算,但在作近似计算时,这样(即按等式(3)计算——譯者)比較方便。

扩压器中空气将作为不可压缩流体来研究,这对 $\zeta_2 = 0.95 \div 0.98$ 时是完全允許的。

公式(1)和(2)为大家所熟知。现在来研究空气渦輪叶道中的过程,这一过程需要加以校准。今写出在理想情况下,在空气渦輪叶道中作相对运动时的伯努利方程:

$$A \left(\frac{W_3^2}{2g} - \frac{U_3^2}{2g} \right) + I_3 = A \left(\frac{W_4'^2}{2g} - \frac{U_4'^2}{2g} \right) + I_4' \quad (4)$$

这方程中的 W_4' 可以为任何值, I_4' 将随之变动; W_4' 愈大则 I_4' 愈小,反之亦然。方程式(4)的左边是常值。

现在来看叶道的几种构型(профилированые)情况:

1. 若使 $I_4' = I_3$, 即不使叶道中有任何压缩,则从方程(4)得到

$$W_3^2 - U_3^2 = W_4'^2 - U_4'^2; \text{ 当 } U_4' > U_3 \text{ 时 } W_4' > W_3.$$

空气渦輪中损失将类似軸流式輪机来估計,即引入速度系数 ψ , 它代表叶片出口实际速度和理想可能达到的速度之比。此处即为

$$\psi = \frac{W_4}{W_4'},$$

此外 $P_4' = P_1$, 即叶片出口处的压力无论对于理想或实际过程都是常值。

1) 譯者註:

$$\text{因 } \frac{I_3' - I_2}{I_3' - I_1} = \frac{I_2'}{I_1'} \quad (\text{见图 2})$$

$$\text{故 } I_3' - I_0 = (I_2' - I_0) + (I_3' - I_2') = (I_2 - I_0)\eta_{\text{кр}} + (I_3 - I_2)\eta_A \frac{I_2'}{I_1'}; \quad (a)$$

$$\text{又因 } I_3 - I_2 = \frac{A}{2g} (C_2^2 - C_3^2) = \frac{A}{2g} C_2^2 \left[1 - \left(\frac{C_3}{C_2} \right)^2 \right] = \left(\frac{U_2}{100} \right)^2 \frac{A \cdot 10^4 \cdot \mu^2}{2g \cos^2 \alpha_2} \left[1 - \left(\frac{D_3}{D_2} \right)^2 \right] = \left(\frac{U_2}{100} \right)^2 \cdot y_1 (1 - \zeta_2^2), \quad (b)$$

$$\frac{I_2'}{I_1'} = \frac{I_0 + y\eta_{\text{кр}} \left(\frac{U_2}{100} \right)^2}{I_0 + y \left(\frac{U_2}{100} \right)^2} \quad (c)$$

将(b),(c)代入(a)即得公式(2)。