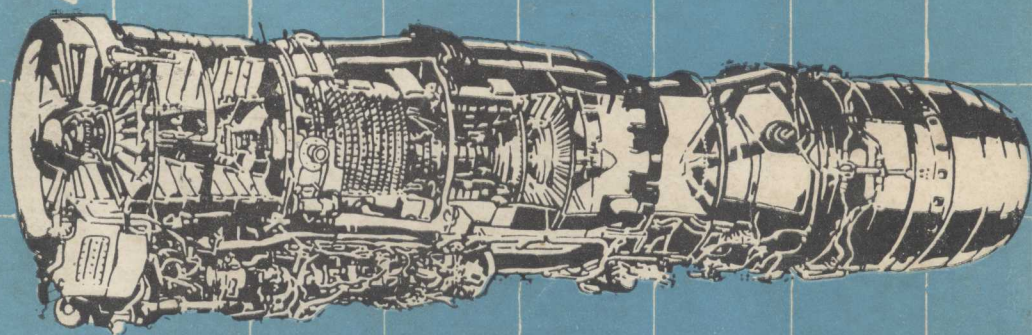


斯贝 MK202 发动机

设计、试验资料选编

第一分册



国营红旗机械厂

斯贝 MK202 发动机

设计、试验报告选编

第一分册

(内部发行)



30064354

国营红旗机械厂

1982.9 西安

481271

出版说明

根据斯贝 MK202 发动机（即涡扇 9 型发动机）技术引进专利合同规定，英国罗尔斯·伊斯公司提供了斯贝 MK202 发动机原始设计计算报告和发展试验报告 132 份。内容涉及该发动机的压气机、燃烧室、涡轮、混合器和加力燃烧室的气动热力设计，发展试验；涡轮叶片的冷却设计和试验；燃油调节系统、防冰系统、冷却系统、供气系统、润滑系统和防喘机构的技术设计；机匣、轴、盘、叶片和安装节的应力分析；齿轮和轴承的设计思想；发动机的起动性能和持久试车过程等方面。比较系统地介绍了斯贝 MK202 发动机的设计思想、设计方法及改进发展过程。

从国外引进一套比较完整的涡扇发动机设计资料在我国还是第一次。一九七六年这批资料一到厂，三机部六院就组织部属部分工厂、设计研究所、高等院校以反设计的形式进行学习消化，从中学到不少有用的设计方法。有些资料对我国新机研制确实有一定的参考价值。

为便于斯贝设计技术的推广，一九八一年初部领导指定吴大观同志具体负责这批资料的审定出版工作。同年二月召集了有三机部六院和部属部分工厂、设计研究所、高等院校参加的斯贝发动机设计、试验资料出版审定会。在这次会议上对 132 份报告逐一进行了评定，并分成以下四类：

- (一) 对我国航空发动机新机研制有参考价值的；
- (二) 对斯贝 MK202 发动机本身改型发展有参考价值的；
- (三) 对我国工业燃气轮机、舰船用燃气轮机设计发展有参考价值的；
- (四) 内容陈旧一般，参考价值不大的。

在分类的基础上，从中选出第（一）类资料的全部共 26 份，第（二）和第（三）类资料中的 20 份，总计 46 份报告作为选编出版。审定会还建议出版罗尔斯·罗伊斯公司在英国培训我国技术人员编写的讲义“斯贝 MK202 发动机技术设计(EGD-6)”和“斯贝 MK202 发动机应力分析(EGD-7)”。

虽然本选编所选报告只有 46 份，但内容还是比较全面的，基本上保留了各类报告精华。我们希望本选编和已出版的“EGD-3”、“EGD-6”和“EGD-7”对从事燃气轮机研究、设计、制造和教学的同志能有所帮助，使斯贝技术在促进我国燃气轮机工业的发展中发挥应有的作用。

本选编分三册出版，第一分册为压气机和涡轮部件的设计和发展；第二分册为主燃烧室、加力燃烧室、燃油调节系统、喷口控制系统和防喘机构的设计和发展；第三分册为盘、轴、机匣、安装节、齿轮和轴承的应力分析以及滑油系统和起动系统的技术设计。

参加第一分册译校工作的有：

六〇六所 华清、俞锦施、高拯亚、李烽、蒋浩兴、魏玉冰、蒋世亮、陈怡盛、罗远波

六〇八所 潘阳烈、盛荣昌、石靖、韩鉴元、庄毓南、詹廷雄、杭虎安、郝登连、张鹏翼、单叔良

四三〇厂 区颖敏、陈士文、沙炳华

第一分册译稿汇集到红旗机械厂后由出版组王智忠、曾光吾、刘莹莹对本分册进行了通校，最后由吴大观同志审阅定稿。

欢迎读者对本书译校不当之处批评指正。

斯贝设计、试验资料出版组

1982.9

第一分册目录

1. RCR 12053 斯贝 MK202 压气机气动设计准则 (1)
2. RCR 12054 斯贝 MK202 压气机气动设计所依据的叶栅资料 (26)
3. RCR 12057 斯贝 MK202 压气机气动试验技术 (59)
4. RCR 12058 斯贝 MK202 低压压气机气动力的发展和试验结果 (86)
5. RCR 12059 斯贝 MK202 高压压气机气动力的发展和试验结果 (186)
6. TRR 14000 斯贝 MK202 涡轮气动力设计 (307)
7. TRR 14001 斯贝 MK202 高压模型涡轮的基本校准试验 (315)
8. TRR 14002 斯贝 MK202 低压模型涡轮的性能试验 (333)
9. TRR 14005 斯贝 MK202 涡轮性能计算程序 Q369 及其简要说明 (368)
10. TBD 12001 斯贝 MK202 涡轮高压一级导向叶片冷却设计 (381)
11. TBD 12002 斯贝 MK202 涡轮高压一级铸造工作叶片冷却设计 (390)
12. TBO 12003 斯贝 MK202 高压二级导向叶片冷却设计 (399)
13. BCR 12016 斯贝 MK202 涡轮高压一级铸造叶片在 20006 号发动机上
的故障 (404)
14. DCM 12053 圆弧形涡轮叶片叶型设计 (410)

斯贝 MK 202 压气机气动设计准则

1976.3.19

1. 前言

重新编入 RCR12055 和 12056 中的 MK202 压气机原始设计报告关于设计准则的叙述极为简略, 因此决定在本文中详述此准则和计算方法。

在 RCR12056 中有一个计算实例及高压压气机主要部件的原始设计计算, 而低压压气机的计算底稿已不复存在。

2. 非设计点

设计点上, 在压缩系统从前到后的通道中, 空气的容积流量显著减小, 因而级的尺寸也必须相应减小。压气机在低转速下运转并且压比很小时, 在设计点很恰当的级尺寸就相对地不匹配了(前面各级的尺寸相对于后面各级显得太大了)这将导致各级的效率降低并使之处于不稳定工作状态。这一问题可由几种方法来处理:

- (1) 使叶栅的设计点, 有利于在低压比下运转;
- (2) 在压气机中间级放气, 以保持前、后的容积流量比接近设计值;
- (3) 调节静子叶栅的安装角, 使前、后容积流量比适当;
- (4) 将压缩系统分开装在发动机的不同轴上, 发动机的特性就使低压系统的转速降低得比高压系统快, 从而在很大程度上补偿容积流量比的变化。

MK202 在某种程度上采用了所有上述方法。第(2)和第(3)项在 RCR12059 发展试验报告中叙述。按照最初由发动机循环确定的分段压比, 选择了双轴系统(第(4)项)。

可以通过下列两个途径来调整设计点的叶栅位置:

- (1) 在低于预定工作点的压比和速度下设计压气机;
- (2) 选择有特别大的失速裕度的叶栅, 而不是选择在设计点上得到最佳效率的叶栅。

高、低压压气机的设计仅取后一种方案, 而对高压压气机来说, 随着它的发展, 调整途径还必须增加。

3. 设计点研究

3.1 速度三角形

一般说来, 为了保持叶栅结构合理, 多级压气机各级的轴向速度与叶片速度之比最好基本上不变。此外通过整台压气机各流线的半径变化通常很小, 而通过一级时就更小。因此为简化计算起见, 仅讨论进出口轴向速度相等、流线半径不变的某一中间级:

$$\begin{aligned}
 \text{动叶对每单位质量流量所做的功} &= \Delta H \\
 &= \text{单位质量流量角动量的变化率} \times \text{叶片速度} \\
 &= \Delta V_w \times u
 \end{aligned}$$

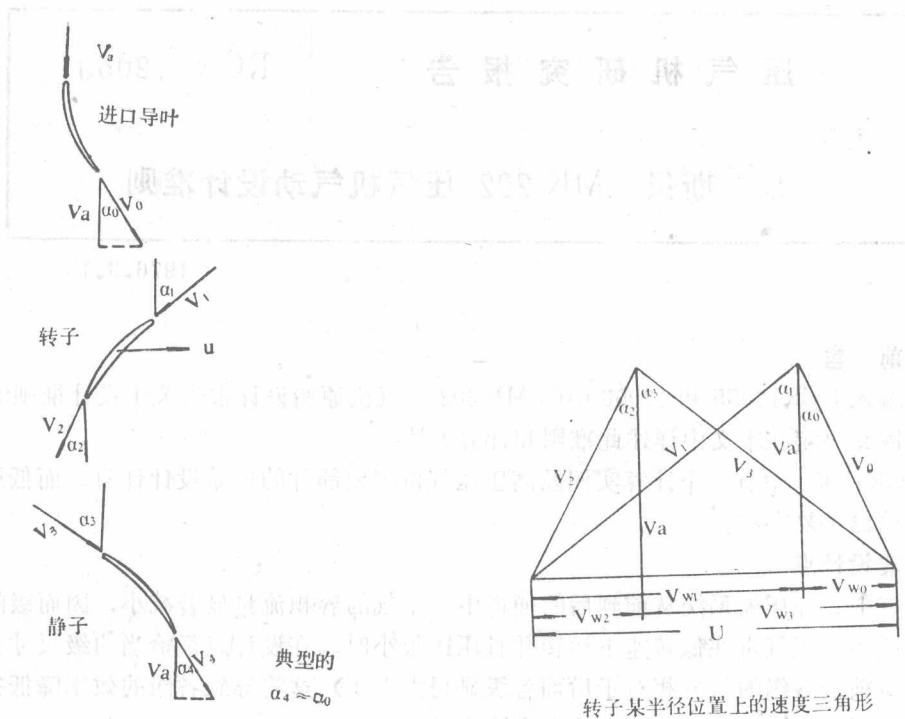


图 1

$$= u(V_{w1} - V_{w2}) \quad \text{或} \quad u(V_{w3} - V_{w0})$$

3.2 径向平衡

如果流线没有曲率，则整个流场中静压为常数，如果经过这样的流场总压为常数，则绝对速度的大小不变。压气机级的静子出口平面是按照出口总压为常数来设计的。在典型的设计中，如果忽略流线曲率的影响，半径越大处切向速度分量也越大。根据上述道理，轴向速度便要减小。当然，因为流动的边界是圆环形的，流体速度的切向分量必然受指向压气机中心的向心加速度的制约，该向心加速度与静压沿径向的升高相一致。考虑到此项影响，沿径向到叶尖的轴向速度比假定绝对速度为常数时下降得快。在 MK202 低压压气机上，即使由于轮毂比小，静压沿径向变化的可能性更大，由静压沿径向变化引起的 V_a 降的计算值仍然只及总 V_a 降的 0.2，而总的 V_a 降本身仅约为 V_a 平均值的 0.2。

因此可以建立仅考虑压气机圆周方向的流线曲率影响的径向平衡（简化径向平衡）方程，它在不可压流中是足够精确的。

$$\text{即:} \quad \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{V_w^2}{r} \quad (1)$$

同样，在任一级的进口，相对于静子机匣的总压

$$P = p + \frac{1}{2} \rho V_0^2 = p + \frac{1}{2} \rho (V_a^2 + V_{w0}^2)$$

对 r 求导：

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + V_a \frac{dv_a}{dr} + V_{w0} \frac{dV_{w0}}{dr}$$

如果总压 P 沿叶高不变,

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + V_{w0} \frac{dV_{w0}}{dr} = 0 \quad (2)$$

从 (1) 和 (2) 可得:

$$v_a \frac{d}{dr} (v_a) + V_{w0} \frac{d}{dr} (V_{w0}) + \frac{V_{w0}^2}{r} = 0 \quad (3)$$

$$\text{即} \quad \frac{d}{dr} (v_a^2) + \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} (r^2 V_{w0}^2) = 0 \quad (4)$$

只要用某种方法确定了切向速度, 就可用这个方程来确定轴向速度在整个环面上的径向分布。切向速度可由很多方法确定, 例如:

(1) $V_{w0} = f(r)$ 或 $\alpha_0 = f(r)$ 其中 $V_{w0} = v_a \tan \alpha_0$

(2) 自由涡流 其中 V_{w0} 与 r 成反比, 这种情况下, V_a 沿径向等于常数

(3) 强力涡流 其中 V_{w0} 与 r 成正比

(4) $V_{w0} = ar^n \pm \frac{b}{r^n}$

V_{w0} 的选择是以特定设计中的几个因素为原则的。对斯贝来说, 在所谓的“等反力度设计” $n=1$ 的静子之后选择 $V_{w0} = ar^n - \frac{b}{r^n}$ 。除了进口外, 动叶后的径向平衡条件 (即 V_{w0} 项) 也可导出。在斯贝设计的时候, 根据早期的经验, 认为这样设计会使计算不必要地复杂化, 而且也不会带来什么好处。

3.3 反力度

沿任意流线的反力度定义为转子中与全级中理想的静压升之比, 这时不考虑流体的压缩性和任何损失。

$$p + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{常数。}$$

通过并相对于动叶排来说, 即对转子:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho V_1^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

而对整个一级来说:

因为 $p_2 = p_3$

所以

$$\begin{aligned} p_4 - p_1 &= (p_4 - p_3) + (p_2 - p_1) \\ &= \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \frac{1}{2} \rho V_4^2 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2 \end{aligned}$$

在第一次近似中, 假定 $v_{a1} = v_{a2} = v_{a4}$, 并且进出口气流角 α_0 与 α_4 相等。

$$\begin{aligned}
 \text{反力度} &= \frac{p_2 - p_1}{p_4 - p_1} \\
 &= \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2 - V_2^2 + V_3^2 - V_0^2} \\
 &= \frac{\frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_2}}{\left(\frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_1} - \frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_2}\right) + \left(\frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_3} - \frac{V_a^2}{\cos^2 \alpha_0}\right)} \\
 &= \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 - \operatorname{tg}^2 \alpha_2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 - \operatorname{tg}^2 \alpha_2 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3 - \operatorname{tg}^2 \alpha_0} \\
 &= \frac{(u - V_{w0})^2 - (u - V_{w3})^2}{(u - V_{w0})^2 - (u - V_{w3})^2 + V_{w3}^2 - V_{w0}^2} \\
 &= \frac{V_{w0}^2 - V_{w3}^2 + 2u(V_{w3} - V_{w0})}{2u(V_{w3} - V_{w0})} \\
 &= \frac{2\Delta H - (V_{w3}^2 - V_{w0}^2)}{2\Delta H} \\
 &= 1 - \frac{V_{w3}^2 - V_{w0}^2}{2\Delta H} \\
 &= 1 - \lambda
 \end{aligned}$$

其中 $\lambda = \frac{V_{w3}^2 - V_{w0}^2}{2\Delta H}$

即 $2\lambda\Delta H = V_{w3}^2 - V_{w0}^2$
 $= (V_{w3} + V_{w0}) \frac{\Delta H}{u}$

$\therefore 2\lambda u = V_{w3} + V_{w0}$
 $\frac{\Delta H}{u} = V_{w3} - V_{w0}$

$\therefore V_{w0} = \lambda u - \frac{\Delta H}{2u}$
 $V_{w3} = \lambda u + \frac{\Delta H}{2u}$

其中 $\lambda = 1 - \text{反力度}$

即 $V_{w0} = \lambda \omega r - \frac{\Delta H}{2\omega r}$

或 $a r - \frac{b}{r}$

其中 $a = \lambda \omega$ $b = \frac{\Delta H}{2\omega}$

在斯贝的设计中，整个环面所有半径位置上的反力度取为常数，因而径向平衡方程积分如下：

$$V_{w0} = \lambda \omega r - \frac{\Delta H}{2\omega r}$$

对 r 微分:
$$\frac{d}{dr} V_{w0} = \lambda\omega + \frac{\Delta H}{2\omega r^2} V$$

代入(3)得

$$V_a \frac{dV_a}{dr} + \left(\lambda\omega r - \frac{\Delta H}{2\omega r} \right) \left(\lambda\omega + \frac{\Delta H}{2\omega r^2} \right) + \frac{1}{r} \left(\lambda\omega r - \frac{\Delta H}{2\omega r} \right)^2 = 0$$

即

$$V_a \frac{dV_a}{dr} + 2\lambda^2\omega^2 r - \frac{\lambda\Delta H}{r} = 0$$

对 r 积分

$$\frac{V_a^2}{2} + \lambda^2\omega^2 r^2 - \lambda\Delta H \ln r = \text{常数}$$

(原文等号左边最后一项为 $-\lambda H \ln r$ ——译注)

即

$$\frac{V_a^2}{2} = \text{常数} - \lambda^2\omega^2 r^2 + \lambda\Delta H \ln r \quad (5)$$

对于给定的总压、总温和通过给定环形面积的流量,可求出环面沿半径方向的轴向速度值——其近似的平均值可由流量曲线 $M\sqrt{T}/A\cos\alpha_0 P \sim V_a/\sqrt{T}\cos\alpha_0$ 来计算。为了保证由轴向速度得出的流量的总和满足要求,应进行积分运算,检查与计算的速度分布相应的流量。

对给定的级加功量(即 ΔH)、转速(即叶片速度)和反力度,可以根据速度三角形计算环面给定半径处的切向速度和气流角。

RCR12056 中所述 RB141 高压压气机第 1 级(即斯贝高压第 2 级)是级计算的一个实例,其中包括了用 RCR12054 中的叶栅资料选择叶栅的细节。

3.4 马赫数

对任何叶排的性能有明显影响的一个因素是流经叶排气流的马赫数,它定义为空气的速度与当地音速之比。

$$M_{n1} = V_1/c$$

$$= V_1/\sqrt{g\gamma R t_1}$$

其中,动叶进口处

$$t_1 = T_1 - \frac{V_0^2}{2K_p}$$

静叶进口处

$$t_3 = T_2 - \frac{V_3^2}{2K_p}$$

3.5 级载荷

在任一级

$$\Delta H = uV_{w1} - uV_{w2}$$

在等半径的流线上,

$$\frac{\Delta H}{u} = V_{a1} \operatorname{tg}\alpha_1 - V_{a2} \operatorname{tg}\alpha_2$$

或

$$\frac{\Delta H}{u^2} = \frac{V_{a1}}{u} \operatorname{tg}\alpha_1 - \frac{V_{a2}}{u} \operatorname{tg}\alpha_2$$

如果通过转子的轴向速度没有变化

* 原文漏 r^2 ……校注。

$$\begin{aligned}\frac{\Delta H}{u^2} &= \frac{V_a}{u}(\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) \\ &= 1 - \frac{V_a}{u}(\operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{tg} \alpha_2)\end{aligned}$$

或

$$= \frac{V_a}{u}(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_3) - 1$$

对反力度为 50% 的级, $V_{w0} = V_{w2}$, $V_{w1} = V_{w3}$

$$\therefore \frac{\Delta H}{u^2} = 1 - 2 \frac{V_a}{u} \operatorname{tg} \alpha_{0.2}$$

它提供了度量级载荷的参数 $\frac{\Delta H}{u^2}$ 和 $\frac{V_a}{u}$, 换言之, 通过叶排的静压升可用进口动压头和进出口气流角表示。对没有损失的不可压流:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta p}{D} &= \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \\ &= \frac{1}{V_1^2} (V_1^2 - V_2^2) \\ &= 1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2}\end{aligned}$$

它提供了更简便的估计载荷的方法。对选定了环面面积、流量、级压比（加功量）和反力度的任一级, 这些数值是很容易得到的。

对斯贝基本设计的 62% 反力度的级

$$\frac{\Delta H}{u^2} = \frac{V_a}{u}(\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2)$$

式中

$$V_a \operatorname{tg} \alpha_1 = V_{w1} = 0.38u - \frac{\Delta H}{2u}$$

或

$$\frac{\Delta H}{u^2} = \frac{V_a}{u}(\operatorname{tg} \alpha_3 - \operatorname{tg} \alpha_1)$$

式中

$$V_{w3} = 0.38u + \frac{\Delta H}{2u}$$

4. 压气机计算

压气机设计本身可看作是合理地串联各级成为一体使之通过给定的流量并达到预期压比的过程。

4.1 级效率

等熵压缩过程中, 总压升和总温升的关系是:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2 \text{等熵}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

或 $\frac{T_{2\text{等熵}}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

级的绝热效率是等熵温升与实际温升之比，

$$\eta_{ad} = \frac{T_{2\text{等熵}} - T_1}{T_{2\text{实际}} - T_1} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\Delta T}{T_1}}$$

另一方面，对于小增量的 T 和 P 使用多变效率（压力增量较小的压缩效率） η_p ，

$$\delta T = T + \delta T - T = \frac{T}{\eta_p} \left[\left(\frac{P + \delta P}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$\eta_p \frac{\delta T}{T} = \left(1 + \frac{\delta P}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1$$

积分

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_p} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \ln \frac{P_2}{P_1}$$

即

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_p}$$

4.2 逐级计算

斯贝压气机各级的计算是在假定级的多变效率的情况下进行的

$$R_{\text{级}} = \left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_p}$$

以及

$$\frac{M \sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{M \sqrt{T_4}}{P_4} \frac{\frac{P_4}{P_1}}{\sqrt{1 + \frac{\Delta T}{T_1}}}$$

这样，进出口流量函数之比可表达为

$$\begin{aligned} \frac{M \sqrt{T_1} / P_1}{M \sqrt{T_4} / P_4} &= \frac{\left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_p}}{\left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right)^{\frac{1}{2}}} \\ &= \left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_p - \frac{1}{2}} \end{aligned}$$

在相应于下一级的进口温度、压力（即 $T_1 + \Delta T_{1\text{级}}$, $P_1 + \Delta P_{1\text{级}}$ ）下，级出口的流量函数 $M\sqrt{T_4}/P_4$ 是下一级的进口条件。因为速度分布变形、三元效应和壁面效应，实际加功量会低于设计值，为了补偿这些效应，斯贝的设计中引进了功因子的概念。提高级的设计加功量，即 $\Delta H = K_p \Delta T / \Omega$ （式中 Ω 是级的功因子），可以有效地实行这种补偿，保证压气机满足发动机的总压比要求。

4.3 级压比的选择

就斯贝压气机而言，它选择压比的一个总的原则是应使转子和静子的平均 $\Delta p/D$ 不超过 0.5，在任何叶排中根部的气流弯折角 $\alpha_1 - \alpha_2$ 或 $\alpha_3 - \alpha_4$ 不应超过 40° ，这也可说是选择级压比的决定因素。在“载荷图”上画出了这样的界限，图上示出了 6 级低压压气机（斯贝低压即以其为基础）的 1~4 级的载荷，以及 RB141 高压之 1~11 级（斯贝高压 2-12 级就是它的缩型）平均半径上的载荷。载荷图是对 50%（或对斯贝是 62%）反力度作出的 $\Delta H/u^2 \sim V_a/u$ 的关系曲线（图 2~4）。50% 反力度的图线列举了选择级负荷的指导原则，反力度由设计者任选。

4.4 反力度的选定

斯贝反力度的选择是为了适当地协调动、静叶片的进口马赫数。当时认为 62% 的反力度且沿径向为常数是最佳的选择，与较高或较低的反力度相比能得到比较高的效率。高压压气机中，后几级的反力度逐级增大，最后级达 72%，为的是减少通过出口导叶时气流的转折，否则将会产生叶栅问题。

4.5 级压比、级数和压气机长度的综合选择

对于给定的压比，最佳的选择不能不以最小的级数、重量和长度来衡量。但与此同时，还不能将单级加功量加大到不适当的程度而使整台压气机工作效率很低或不能满足既定的要求。

压比在各级间的分配原则是，在适当的环面收缩率和压气机进出口速度水平得到保证的同时，使整台压气机前后各级的载荷达到良好的平衡。一般说来，中间级要承受更大的负荷，因为在非设计状态下，它们的工作点与设计点离得不那么远。此外如斯贝的情况，前几级环面的形状决定其根部叶片速度较低，因而在任何情况下较难在根部把功加进去。

压气机级数和长度的确定在很大程度上要考虑结构和减振的要求。但长度也影响压气机的性能，特别是在转速较高时，为了使发动机的工作点和喘点（即喘振边界）之间的压比裕度足够大，应该保证压气机有足够的长度。

用小展弦比（叶片平均高度与叶中弦长之比谓之展弦比）叶片的压气机进行的比较试验表明，小展弦叶片的压气机在发动机工作线以上的喘振裕度方面的性能总是较好。小的展弦比可提高失速攻角和压力系数，因此在级特性图上的不失速工作范围扩大了。为了从所得到的结果摸索出规律性，作了各种尝试，而这是一个难于完成的任务，因为许多各种各样的因素都可能包括在内。图 5 和图 6 给出了两组这样的曲线，其上示出了最初的 6 级低压和 11 级高压压气机的情况。

较新和较深入的估算方法大约在 1965 年发展起来。这个方法综合了长度、级负荷、环面形状和级数的影响。在一定的流量下，喘振压比的估算与压气机的设计点有关，它同时还是一种能得到大致的喘振边界形状的方法。此外还可估算相同流量点处的效率。此方法见附录第 7 节。

压比、转速和流量确定下来后，对于达到要求的喘振裕度和合理的效率水平，需要适当协调长度、级数和基本参数以得出所需压气机的大致方案。方案一旦确定，详细的设计计算将暴露其固有的缺点以进行必要的修改。

总压比必须在级间分配，各级长度必须在设计的压气机长度范围之内确定，同时要注意选择叶片展弦比，选择与相对栅距和单个叶片弦长相适应的可能的叶片数目。出于结构上的考虑，可能要求改变总长，但必须注意比估算的长度更小的方案可能会缩小喘振裕度。一般说来，在轮毂处叶排的轴向间隙的总和不应超过总长度的 20%，出于结构原因需要加大的间隙，必须算在附加的总长之内。

5. 叶栅造型

5.1 转子和静子叶片

对于任意级的转子、静子，叶栅造型是根据计算得到的气流角及承受的负荷，在环面的几个半径处，运用已有的叶栅数据来进行的，造型时应尽量使损失小而工作范围宽。因为设计工作只可能在一个点上进行，故有时适当改变设计点的计算使之迁就另一些工作状态就显得必要。叶栅造型还要考虑级在整台压气机上的位置，如是前面级必须要有足够的失速裕度，以保证发动机在低转速下有尽可能好的喘振边界，同时后面级必须要有足够的堵塞裕度，使压气机偏离设计点工作时后面级不致限流。

叶栅造型就是对相对栅距、相对厚度、弯度和安装角等进行综合选择。RCR12056 所述斯贝高压第 2 级就是一个例子，文中还提到 RB141 的 1~11 级的气流角和叶栅造型计算。在确定弦长和叶片数的时候，要同时使整台压气机的速度和面积呈平缓变化。压气机的进出口面积通常是在发动机结构设计中预先确定的。叶排的轴向间隙也必须适当。

在沿环面高度的若干径向位置的截面上，一定的气流角，用选定的攻角、相对栅距及相对厚度，就能计算相应的落后角，进出口叶片角（进而算出弯度和安装角）。作为整个叶片，不管转子或静子，应沿径向将各截面连成一体使弦长和角度平滑过渡，然后去接受机械应力和振动的验算。

5.2 进口导叶

在 α_0 不为零的设计中，为了控制进入第一级转子的气流方向，在其上游需设一排导向叶片（即进口导叶）。它使气流从轴向有效地加速到下一排转子叶片前缘的方向上。必须确定弯度和相对栅距，由它们可得出需要的出气角。一般的落后角经验公式是 $\delta = 0.19 \frac{S}{c} \theta$ （在 6 级低压压气机设计的时候，用了一个没有根据的落后角公式。现在看来，用该公式得出的叶尖落后角太大，故在以后的发展过程中不得不作了修改，参看 RCR12058。斯贝高压压气机的落后角公式用 $\delta = 0.19 \frac{S}{c} \theta$ ）。这种进口导叶可用来推迟前几级的失速以改善非设计点的性能。为此目的把导向叶片的安装角做成可变的，相对于设计点的变化范围为 $-10^\circ \sim +40^\circ$ ，负值是在高于设计点的转速下为增加前几级的流量从而改善性能时用的。

6. 所用符号的定义

M	质量流量	磅/秒
A	环形通道面积	英寸 ²
N	转速	转/分

r	半径	英寸
T	总温	°K
ΔT	温升	°C
t	静温	
ΔH	加功量	$K_p \Delta T$
Ω	功因子	加功量则为 $K_p \Delta T / \Omega$
K_p	定压比热	CHU (磅·°C) 或 1.082×10^4 英尺·磅/(磅·°C)
P	总压	磅/英寸 ²
p	静压	磅/英寸 ²
D	动压头	磅/英寸 ²
ρ	密度	
γ	比热比	在低压压气机和高压试验压气机中均假定为 1.4
g	重力加速度	32.18 英尺/秒 ²
ω	角速度	
c	音速	英尺/秒
Mn	马赫数	
R	通用气体常数	96 英尺磅/(磅·°C)
η_{ad}	绝热效率	
η_p	多变效率	
λ	1-反力度	
u	叶片速度	英尺/秒
V_a	轴向速度	英尺/秒
V	相对于叶排的速度	英尺/秒
V_w	切向速度分量	英尺/秒
α	气流角	
α'	叶片角	
i	攻角	
δ	落后角	
s/c	相对栅距	
t/c	相对厚度	
θ	弯度角	转子是 $\alpha_1' - \alpha_2'$, 静子是 $\alpha_3' - \alpha_4'$, 适用于圆弧中线的叶型
ζ	安装角	(叶栅与轴向的夹角)
脚注:		
0	静子出口 (或进气导叶出口)	
1	转子进口	
2	转子出口	
3	静子进口	
4	静子出口	

附 录

7.0 压气机设计点性能估算

在设计新发动机的时候，为了得到一种系统而又相当精确的估算轴流压气机主要性能的方法，促使人们对以往的研究和发展工作进行深入仔细的分析。以某些主要相关特征的形式，对分析结果作了整理（虽然是经验和统计学的），最后得出了一个估算气动效率和相对于压气机设计点的喘振裕度的方法。

整个压气机特性是对某一个确定的点建立起来的，而在建立特性时，不要忘了那些在压气机设计点作出折衷以保证在其他工作状态也能获得适当性能的方法。同时也要参考从负荷相当的压气机的最新试验得到的经验。

7.1 气动效率

初步估算

在新发动机方案设计之初和详细的设计工作进行以前，为了对发动机的潜力作初步的评价，需要迅速而近似地估算压气机效率。一俟压气机的方案正式选定，便以较高的精度重新估算效率。

在对以往的经验进行深入研究以后，得到一个能把一些最重要的因素纳入计算的方法，这些因素是：

- (1) 载荷参数 $\Delta H/u^2$ 和 V_s/u
- (2) 根据很有限的几次试验得到的对轮毂比影响和级数的修正值。
- (3) $M_n > 0.5$ 时，对马赫数的修正值。
- (4) 对尺寸和进口压力不符合基准值者所作的雷诺数修正值。

基本效率估算是针对一台外径 30 英寸的压气机在进口压力 14.7 磅/英寸²，进口温度 288°K 的条件下进行的。

估算方法（符号表见 7.4 节）

对工作点的压比和多变效率 0.88 计算总温升。

计算平均级中径外的叶片速度 u_m

用平均功因子 Ω_m （见图 7）的适当值和叶片速度 u_m 计算平均级加功量参数 $\Delta H/u_m^2$

计算平均流量系数 $(V_a/u)_m$ ， V_{am} 是在忽略了 $\cos\alpha_m$ 的影响下从 Q_{am} 、 Q_{a1} 和 Q_{aL} 导出的。

从图 8 读得 $\eta_{0.5Mn}$ 值，从最初假定 $\eta_p = 0.88$ 开始，这将是一个反复计算的过程。

计算平均级马赫数 M_{nm} 。

对 50% 的反力度（所有压气机一般都这样假定）

$$V_1 = V_3 = \sqrt{V_a^2 + (u - V_a \operatorname{tg}\alpha_0)^2}$$
$$\frac{k_p \Delta T}{u^2} = 1 - 2 \left(\frac{V_a}{u} \right) \operatorname{tg}\alpha_0$$

$$V_m^2 = V_{am}^2 + \left(\frac{u_m}{2} + \frac{k_p \Delta T}{2u_m n} \right)^2$$

$$V_m^* = V_{am}^2 + \left[\frac{u_m}{2} \left(1 + \frac{k_p \Delta T}{u_m^2 \nu} \right) \right]^2$$

V_{am} 是由 Q_{am} 导出的 (忽略了 $\cos \alpha_m$ 的影响), 其中 $Q_{am} = \frac{1}{2}(Q_{a1} + Q_{a2})$

按总温升 ΔT 的范围从图 9 的 $Q_{am} \sim V_{am}^2$ 曲线读出 F_1

按级温升 ΔT 从图 10 的 $u_m \sim \left[\frac{u_m}{2} \left(1 + \frac{k_p \Delta T}{u_m^2 \nu} \right) \right]^2$ ** 曲线读出 F_2 ; 按总温升 ΔT 的范围从图 11 的 $M_{nm} \sim (F_1 + F_2)$ 曲线上读出 M_{nm} ; 从图 12 上读出 $\Delta \eta_1$

计算进口轮毂比, 连同已知的级数由图 12 读出 $\Delta \eta_2$

在标准尺寸 (30英寸) 和 $P_1 = 14.7$ 磅/英寸² 下得到总的气动多变效率 $\eta_D = \eta_{0.5Mn} - \Delta \eta_1 - \Delta \eta_2$, 这是在假定压气机具有适当的高负荷出口导叶系统的基础上得到的效率。

计算雷诺数之比而后用图 13 读 $\frac{(\Delta \eta_p)_{Rn}}{1 - (\eta_p)_D}$, 实际尺寸和实际进口压力 P_1 下的真实气动多变效率为

$$\eta_p = \eta_D + \Delta \eta_{Rn}$$

7.2 喘振裕度

经验证明, 任何型别的压气机必须有大约 25% 的喘振裕度。估算就是针对能产生这样大小的喘振裕度的设计进行的。经验公式是根据大量的试验用统计方法总结出来的。

等喘振裕度线迭加在 50% 反力度的图线上, 该图还带有平均级展弦比和收敛效应的修正。

估算方法

假定 $R_{设计} = R_D = R_w$, 多变效率为 0.88, 计算总温升 ΔT

计算平均叶片速度 u_m 的平均值。

用适当的功因子 Ω_m 计算平均加功参数 $\frac{\Delta H}{u_m^2}$

计算平均流量系数 $(V_a/u)_m$

从图 14 读出 $\frac{R_s - 1}{R_D - 1}$

计算平均级展弦比并从图 15 读出 ΔW_A

计算收敛度 m_L/m_1 , 并从图 15 读出 ΔW_w

则 $R_s = 1 + (R_D - 1)(W + \Delta W_A + \Delta W_w)$

改变 R_D 重复计算, 直到 $\frac{R_s - 1}{R_D - 1} = 1.25$ 为止。

当压气机精确的气动和结构设计完成后, 就可能以更高的精度重新进行上述估算了; 估算时假定叶片不带冠, 而且在正常标准的叶尖间隙情况下工作。

7.3 喘振裕度和效率的估算

为了描绘估算喘振裕度和效率的方法, 对低压和高压压气机进行了计算, 见表 1。

* 原文误为 $\frac{V_m^2}{T_m}$ ——译注

** 原文中方括弧外没有乘方符号, 而图上有。——译注