

涡轮增压器与柴油机的匹配

曹孝瑾 编著

542239

国防工业出版社

前 言

废气涡轮增压器（以下简称增压器）在柴油机上的使用日益普遍。随着柴油机平均有效压力的提高，增压压力也相应地升高，和低增压的情况相比，它给柴油机和增压器的匹配带来一些新的问题，因为增压度提高后，增压器压气机所消耗的功率与柴油机输出功率之比增大了。在一些增压度较高的二冲程柴油机上，压气机消耗的功率可达柴油机输出功率的40%；而在四冲程柴油机上，由于每马力小时所需的空气量较小，压气机消耗的功率约为柴油机输出功率的1/3左右。所以增压器运行点的效率对柴油机的性能，特别是对燃料消耗率，有很大影响，增压器效率过低还会使柴油机不能达到它的额定功率。在提高压气机和涡轮效率方面，近几年来取得了不少成就，提出了一些新的气动热力计算方法和结构型式。但是，如果压气机或涡轮的运行点不在它们的高效区，即使压气机和涡轮的设计点效率较高，增压器在实际运行时的效率还是不高的。特别是当增压比提高后，压气机的工作范围变窄，它的高效区也相应地变窄了，如果增压器匹配不好时，压气机的效率会显著降低。

增压器和柴油机匹配中的另一个重要问题是压气机喘振。压气机发生喘振时，除柴油机不能正常工作外，还易导致增压器损坏。所以通常都要求压气机的运行点和喘振线保持适当的距离以避免喘振，但是大多数压气机的高效区都位

于喘振线附近，特别在增压比较高时更是如此。因此压气机的运行点又不能距离喘振线过远，以免降低效率。

在增压柴油机运行中以及在新设计的柴油机进行调试时，有许多因素会造成扫气压力下降、涡轮进口温度升高、压气机喘振等现象。本书从增压器角度出发分析了匹配不好的原因和调整时采取的措施。目前采用的增压方式很多，其中纯废气涡轮增压发展较快，使用也最普遍。对这种增压方式进行分析研究则具有现实意义。运用本书中介绍的原理，结合具体情况，也可以分析其它增压方式中出现的类似性质的问题。

近几年来由于石油价格上涨，各国对增压器与柴油机的匹配更重视了。我国现在已有大量增压柴油机在使用中，如能改善增压器与柴油机的匹配状况，将会降低柴油机的燃料消耗率，对我国的节能工作有重大意义。

增压器和柴油机的匹配问题涉及的面很广。增压器的工作状况不仅受它本身一些因素的影响，还受到柴油机等的影响。从增压器角度出发系统地分析研究这些问题在我国还是初次尝试，限于作者的水平和实践经验，谬误之处在所难免，请读者指正。

本书第一章及第二章的初稿写于1975年初，其间曾得到沪东造船厂造机科增压组同志们的支持与帮助，特别是对沈云程和张端梁两位同志提供的一些很有价值的意见，在此一并致谢。

目 录

符号表	1
第一章 增压器的一些基本关系及特性	3
1. 流量连续	3
2. 压气机消耗功率	3
3. 涡轮输出功率	5
4. 功率平衡	6
5. 压气机特性	6
6. 涡轮特性	7
7. 压气机的运行区	9
8. 压气机的等功率线与等折合功率线	10
9. 转速	12
第二章 压气机的喘振	13
1. 离心压气机的喘振及喘振线的调整	13
2. 只有一台增压器时的喘振	15
3. 两台增压器并联运行时的喘振	35
4. 两台以上增压器并联运行时的喘振	57
5. 几种因素同时出现的情况	59
6. 复合增压系统中的喘振	61
第三章 增压压力降低	64
1. 压气机方面的原因	64
2. 涡轮方面的原因	69
3. 增压器机械方面的原因	71
4. 柴油机方面的原因	73
5. 两台及多台增压器并联运行时的增压压力降低	74

第四章 增压压力升高	76
1. 压气机方面的原因	76
2. 涡轮方面的原因	78
3. 柴油机方面的原因	79
第五章 涡轮进口温度升高	82
1. 压气机方面的原因	82
2. 涡轮方面的原因	87
3. 柴油机方面的原因	90
4. 两台增压器并联运行时的涡轮进口温度升高	92
第六章 运行时匹配不好的原因分析和 运行参数的改变	94
1. 压气机喘振	96
2. 增压压力降低	100
3. 增压压力升高	101
4. 涡轮进口温度升高	102
第七章 增压器设计参数的影响	104
1. 设计参数对压气机和涡轮通流面积的影响	105
2. 压气机和涡轮的通流面积的偏差对配机的影响	114
参考资料	116

符 号 表

A	——热功当量, 千卡/公斤·米
c_0	——按涡轮级绝热焓降算出的理论速度, 米/秒
c_{pK}	——空气的定压比热, 千卡/公斤·K
c_{pT}	——废气的定压比热, 千卡/公斤·K
D_K	——压气机叶轮外径, 米
F_c	——涡轮喷嘴喉口面积, 米 ²
F_d	——压气机叶片扩压器的喉口面积, 米 ²
F_l	——涡轮动叶喉口面积, 米 ²
F_T	——涡轮当量通流面积, 米 ²
g	——重力加速度, 米/秒 ²
g_s	——柴油机燃料消耗率, 公斤/马力·小时
G_B	——燃料消耗量, 公斤/秒
G_K	——压气机流量, 公斤/秒
G_T	——涡轮流量, 公斤/秒
K_K	——空气的比热比
K_T	——废气的比热比
L_K	——每公斤空气的压缩功, 公斤·米/公斤
L_T	——每公斤废气的输出功, 公斤·米/公斤
n	——增压器转速, 转/分
n_s	——柴油机转速, 转/分
N_s	——柴油机功率, 马力
N_K	——压气机消耗功率, 公斤·米/秒
N_M	——机械损失功率, 公斤·米/秒
N_T	——涡轮输出功率, 公斤·米/秒
p_s	——大气压力, 公斤/厘米 ²
p_{d1}	——压气机叶片扩压器进口处空气压力, 公斤/厘米 ²

p_K ——压气机出口压力, 公斤/厘米²

p_S ——扫气箱压力, 公斤/厘米²

p_T ——涡轮进口压力, 公斤/厘米²

p_0 ——压气机进口压力, 公斤/厘米²

p_2 ——涡轮排气背压, 公斤/厘米²

Δp_{KS} ——中冷器压力降, 公斤/厘米²

Q_c ——柴油机冷却及散热带走的热量, 千卡/秒

Q_f ——燃料低热值, 千卡/公斤

R_K ——空气的气体常数, 公斤·米/公斤·K

R_T ——废气的气体常数, 公斤·米/公斤·K

T_K ——压气机出口温度, K

T_S ——扫气箱温度, K

T_T ——涡轮进口温度, K

T_0 ——压气机进口温度, K

T_2 ——涡轮出口温度, K

U_K ——压气机叶轮外缘圆周速度, 米/秒

U_T ——涡轮平均直径处圆周速度, 米/秒

α ——压气机叶轮的摩擦鼓风损失系数

η_K ——压气机效率

η_M ——增压器机械效率

η_T ——涡轮效率

μ ——压气机叶轮的功率系数 (滑动因子)

π ——圆周率

π_K ——压气机压比

π_T ——涡轮膨胀比

上角字:

*——滞止参数

下角字:

c——设计时的标准工况

第一章 增压器的一些基本关系及特性

在分析研究增压器和柴油机的匹配时，需要用到增压器各参数间的关系以及压气机和涡轮的特性。为了便于以后的讨论，在本章中对此作一概括的介绍。

1. 流量连续

对于单独运行的一台增压器（包括串联机械传动的压气机的情况），管道无漏泄时，通过涡轮的燃气重量流量（以后凡是不加说明的均指重量流量）应等于压气机流量与燃料消耗量之和，即

$$G_T = G_K + G_B \quad (1-1)$$

或用每马力小时的燃料消耗率来计算

$$G_T = G_K + \frac{g_e \cdot N_e}{3600} \quad (1-2)$$

在某些增压器中，自压气机蜗壳处引出一部分压缩空气供轴承处气封用，在这种情况下以及当管道或中冷器等有漏泄时， G_T 将小于按公式（1-1）或（1-2）求出的值。

若在一台柴油机上装有两台或两台以上的增压器，并且它们的压气机出口通往同一个扫气箱，则通过全部涡轮的燃气流量之和应等于全部压气机流量之和加上燃料消耗量，即

$$\Sigma G_T = \Sigma G_K + G_B \quad (1-3)$$

2. 压气机消耗功率

目前增压器上用的离心式压气机绝大多数具有径向叶

片，即压气机工作轮叶片的出口是径向的。有少数压气机采用了后弯叶片的叶轮。鉴于用径向叶轮的压气机最为普遍，我们将着重讨论这种压气机。至于用后弯叶片的压气机，其所遵循的基本原则相同，只是在某些具体问题上有所不同。压气机的功率可以有各种表达形式，它可以用压气机的压比和效率表示

$$N_K = \frac{G_K}{\eta_K^*} \cdot \frac{K_K}{K_K - 1} R_K T_0^* \left(\pi_K^{*\frac{K_K - 1}{K_K}} - 1 \right) \quad (1-4)$$

也可以用压气机的进口和出口的温度表示

$$N_K = G_K \frac{c_{pK}}{A} (T_K^* - T_0^*) = G_K \frac{K_K}{K_K - 1} R_K (T_K^* - T_0^*) \quad (1-5)$$

对于径向叶片的压气机还可以用压气机叶轮的圆周速度或增压器的转速表示

$$N_K = G_K \frac{\mu + \alpha}{g} U_K^2 = G_K \frac{(\mu + \alpha) \pi^2 D_K^2}{3600 g} n^2 \quad (1-6)$$

具有径向叶片的压气机叶轮，在流量和转速改变时，功率系数（滑动因子）变化很小，在分析增压器和柴油机的匹配情况时，可以近似地认为功率系数是常数，因此对一个给定的压气机来说将有

$$N_K \propto G_K n^2 \quad (1-7)$$

上面几种压气机功率的表达式可以根据不同的情况及测量条件分别采用。有时应用每公斤空气的压缩功更为方便，它可由下式求出

$$L_K = \frac{N_K}{G_K} \quad (1-8)$$

3. 涡轮输出功率

涡轮输出功率的计算式为

$$N_T = G_T \eta_T \frac{K_T}{K_T - 1} R_T T_T^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_T^*} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} \right] \quad (1-9)$$

或者写成以涡轮进口和出口温度表示的形式

$$N_T = G_T \frac{c_{pT}}{A} (T_T^* - T_2^*) = G_T \frac{K_T}{K_T - 1} R_T (T_T^* - T_2^*) \quad (1-10)$$

而每公斤气体的输出功为

$$L_T = \frac{N_T}{G_T} \quad (1-11)$$

上面 (1-9) 和 (1-10) 两式中的 p_T^* 及 T_T^* 是指涡轮喷嘴前的参数, T_2^* 是指叶轮出口处的气体总温。增压器实际运行时, 由于受结构上的限制, 很难将测量点直接布置在喷嘴叶片前面和涡轮叶轮的出口处。一般只能测量涡轮进气壳前的气体参数和排气壳 (出气壳) 后的气体参数。如果涡轮的进气壳和排气壳采用水冷, 则因冷却水带走热量使涡轮进气壳前的气体总温高于涡轮喷嘴前的总温, 而排气壳出口处的气体总温低于叶轮出口处的气体总温。据报导^[1], 某台增压器当涡轮进气壳进口处的气体温度为 $297 \sim 430^\circ\text{C}$ 时, 在涡轮喷嘴前测得的气体温度比进气壳进口处低 $10 \sim 16^\circ\text{C}$; 同时, 当动叶后的气体温度为 $344 \sim 362^\circ\text{C}$ 时, 排气壳后的气体温度比它低 $20 \sim 28^\circ\text{C}$ 。鉴于上述原因, 在应用 (1-9) 和 (1-10) 两式时必须注意这一差别, 否则有可能会产生相当大的误差, 尤其在应用 (1-10) 式计算低膨胀比的涡轮输出功率时, 以涡轮进气壳前的温度和排气壳后的温度分别代

替喷嘴前和动叶后的温度将会产生高达 50% 的误差, 使算出的功率远远大于实际功率。应用 (1-9) 式的误差较小。尽管如此, 测量进气壳前和排气壳后的参数还是有意义的。对于运行中的柴油机, 它们反映了运行过程中的变化情况; 对于有两台或更多增压器并联运行的情况, 也可以按照 (1-9) 和 (1-10) 式来进行各台增压器的相对比较。

4. 功率平衡

在增压器中压气机与涡轮同装于一根轴上, 和柴油机之间没有功率传递, 所以在增压器转速稳定时涡轮的输出功率等于压气机消耗的功率及机械损失功率之和, 即

$$N_T = N_K + N_M \quad (1-12)$$

如用机械效率表示, 则增压器的功率平衡可以写成

$$\eta_M \cdot N_T = N_K \quad (1-13)$$

当增压器加速或减速时, 由于增压器转子惯性的作用, 公式 (1-12) 和 (1-13) 不再适用。

5. 压气机特性

压气机特性图在分析压气机的运行点时很有用处, 它给出了在不同转速下压气机的流量、压比和效率之间的关系, 并且给出了喘振线的位置。通常将压气机的特性绘成图 1-1 所示的形式。图 1-1 上的纵坐标也可以不用压气机出口和进口的总压比, 而用压气机出口静压和进口总压的比值或是和环境压力的比值, 因为在运行时测量压气机出口静压比较方便, 只要在压气机蜗壳出口处的壁上打一小孔即可。横坐标也可以不用折合流量 G_{K0} 而用 $G_K \sqrt{T_0^*} / p_0^*$, 等转速线也可以用 $n / \sqrt{T_0^*}$ 表示, 但是这种表示方法不如图 1-1 上给出的好, 因为在大多数情况下压气机进口处的空气总压和总温不

会和标准值相差过多，采用图 1-1 上的表示方法，由曲线查出的数值接近配机时的实测值，比较直观，便于配机时查用。

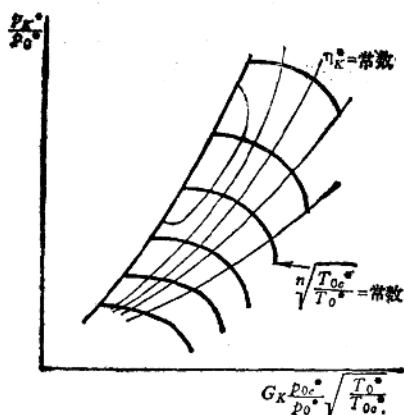


图 1-1

实际运行时往往不测量压气机的流量和效率，而根据测得的增压器转速和压气机压比在压气机特性图上查出流量和效率。应该指出，当压气机压比的测量值位于等转速线的倾斜部分时，查出的流量可供参考；在近喘振线的区域内，特别是在压比较低时，压气机的特性线（等转速线）比较平坦，这样做将会有较大的误差。

6. 涡轮特性

图 1-2 是表示涡轮折合流量 $G_T \sqrt{T_T^*}/p_T^*$ 和涡轮膨胀比 p_T^*/p_2 之间关系的涡轮通流特性。图 1-3 为当 $p_2 = \text{常数}$ 和 $T_T^* = \text{常数}$ 时， p_T^* 和 G_T 的关系，它可以由图 1-2 求出。在 $p_T^* = p_2$ 时， $G_T = 0$ 。随着 p_T^* 上升 G_T 也增大。在 p_T^*/p_2 超过临界值后

涡轮折合流量 $G_T \sqrt{T_T^*} / p_T^*$ 保持常数, 不随 p_T^* 而变, 因此在图 1-3 上 G_T 与 p_T^* 成直线关系, 该直线的延长线通过 $p_T^* = 0$ 和 $G_T = 0$ 的坐标原点。 p_T^* 不变时, $G_T \sqrt{T_T^*} / p_T^*$ 也不变, 这时随着 T_T^* 升高 G_T 将减小, 所以 T_T^* 较高的流量曲线将位于原来曲线的左侧, 如图 1-3 上虚线所示。

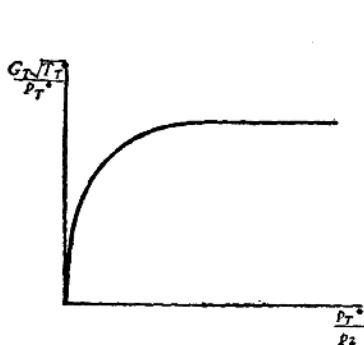


图 1-2

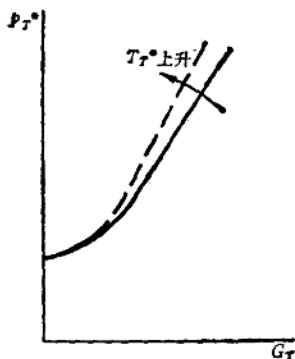


图 1-3

柴油机的增压系统有定压涡轮、脉冲涡轮以及脉冲转换器等不同方式, 涡轮的进口条件也各不相同, 所以图 1-3 所示的涡轮通流特性应对应于所研究的涡轮的具体进口条件, 包括每个涡轮进气口连接的气缸数等。

由公式 (1-1) 可以得到

$$G_K = G_T - G_s$$

应用这一关系和图 1-3 就可以得到 G_K 和 p_T^* 的关系, 这对确定压气机运行点位置是有用的。

需要说明, 图 1-2 和图 1-3 都是只绘出了一条曲线, 实际上流量还和涡轮的转速有关。一般情况下在相同的膨胀比

时，涡轮折合流量随折合转速 $n/\sqrt{T_3^*}$ 的上升而稍有增加，但是在分析增压器与柴油机的匹配时可以略去转速对流量的影响。

图 1-4 给出了涡轮效率 η_T 随 U_T/c_0 变化的曲线，实际上涡轮效率还随膨胀比而变，所以应该是一组曲线。图 1-4 上只给出了对应于某一膨胀比的一条曲线。有了准确的由

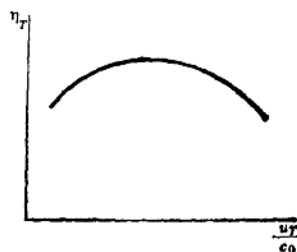


图 1-4

试验得出的涡轮特性，将给分析带来很大好处，但是对增压器用的涡轮，往往不具备完整而可靠的实验数据和曲线。即使如此，图 1-2、图 1-3 和图 1-4 所给出的曲线对以后的分析讨论从定性上来讲也还是有用的。

7. 压气机的运行区

在柴油机的不同工况下，压气机提供的空气流量和压比是不同的。对应于某一个柴油机工况，将压气机的流量与压比标在压气机特性图上就得到压气机的运行点。随着柴油机的用途不同，压气机的运行区域也不同。例如，对于传动不变螺距螺旋桨的船用柴油机，它的功率正比于转速的三次方，所以在压气机特性图上的运行点是分布在一条线上（图 1-5）^{〔2〕}，因此，只要这条运行线位于压气机特性图上的高效率区内并且与喘振线保持适当距离，就被认为是匹配良好的了。如果四冲程柴油机带动变螺距的螺旋桨，那么压气机的运行点将分布在一个区域内，而不是在一条线上了（图 1-6）^{〔2〕}。显然，为了使增压器匹配良好，这时将对压气机提

出更高的要求，希望压气机的流量范围和高效率区都比较宽广。

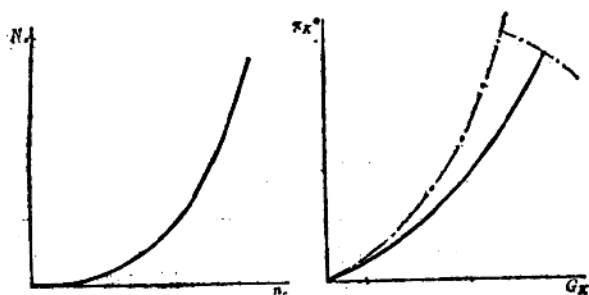


图 1-5

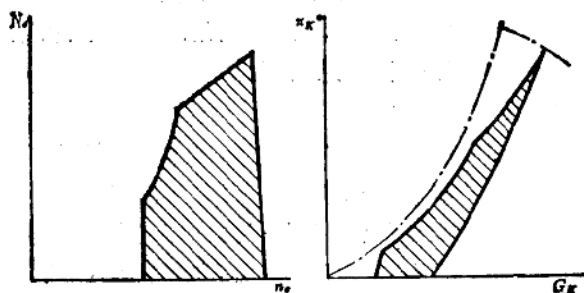


图 1-6

8. 压气机的等功率线与等折合功率线

为了分析方便起见，我们在压气机特性图上将压气机消耗功率相同的点联成曲线并称它为等功率线。应用(1-7)式，将 $G_K n^2$ 相同的点联起来就可以得到一条等功率线，不同的 $G_K n^2$ 值就代表功率不同的等功率线（图1-7）。等功率线有

助于确定压气机运行点的位置，只要知道压气机消耗的功率就可以绘出等功率线，而压气机的运行点必然位于这条等功率线上。

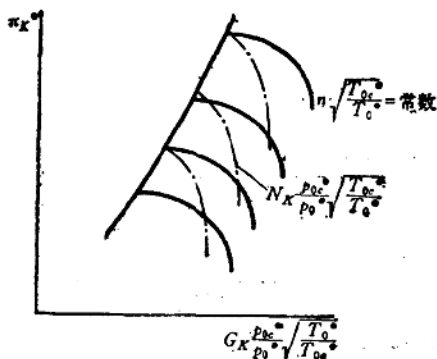


图 1-7

增压器实际运行时，压气机进口的总温和总压往往和设计时的标准值不同，因此压气机实际消耗的功率不能直接用来绘在按标准进口参数制成的压气机特性图上。为此我们引入了压气机折合功率这样一个概念，它是指折合成标准的压气机进口总温和总压后压气机所消耗的功率，这个功率可以在压气机特性图上绘制出来。下面求实际功率与折合功率之间的关系。由

$$G_K \frac{\sqrt{T_{0*}^*}}{p_{0*}^*} = G_{K_0} \frac{\sqrt{T_{0_0}^*}}{p_{0_0}^*}$$

可得

$$G_K = G_{K_0} \sqrt{\frac{T_{0_0}^*}{T_{0*}^*}} \cdot \frac{p_{0*}^*}{p_{0_0}^*}$$

由

$$\frac{n}{\sqrt{T_0^*}} = \frac{n_e}{\sqrt{T_{0e}^*}}$$

可得

$$n = n_e \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{0e}^*}}$$

将上面得到的 G_K 与 G_{K_e} 和 n 与 n_e 之间的关系代入公式 (1-6), 可得到

$$N_K = \frac{(\mu + \alpha) \pi^2 D_K^2}{3600 g} G_{K_e} n_e^2 \frac{p_0^*}{p_{0e}^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{0e}^*}} = N_{K_e} \frac{p_0^*}{p_{0e}^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{0e}^*}}$$

此式可以改写成

$$N_{K_e} = N_K \frac{p_{0e}^*}{p_0^*} \sqrt{\frac{T_{0e}^*}{T_0^*}} \quad (1-14)$$

在压气机特性图上将折合功率 N_{K_e} 相同的点联接起来就是等折合功率线。应该以折合功率的值来求出运行点在压气机特性图上的位置。

9. 转速

由于压气机和涡轮装在同一根轴上, 它们的转速必然相同。