

第三章 压气机的工作原理与特性

第二讲 多级压气机的工作特点

3.2 压气机特性

在发动机的设计中，要根据发动机设计点的总体性能所要求的空气流量、增压比、效率、飞行高度、飞行速度等参数对压气机进行详细设计，压气机在这些设计条件下的工作状态，称为设计状态。

显然，在发动机的工作过程中，压气机是不可能始终在设计条件下工作的。如当把发动机安装在飞机上时，飞机有起飞、爬升、加速、巡航、特技飞行、着陆等一系列飞行状态，而发动机也有慢车、巡航、额定、最大等不同的工作状态，在这些状态下都要求发动机能够正常工作，而决定发动机在这些状态下能否正常工作的重要条件之一就是压气机能否正常工作。因此，压气机不仅在设计点性能要好，而且在非设计点的性能也要好。对于设计和使用人员来说，不仅要知道压气机的设计状态性能，而且还要了解它在非设计状态下的性能，也就是说要知道压气机的特性。

所谓压气机特性，就是指压气机的主要性能参数（ π_c 、 η_c 等）与压气机工作条件之间的关系。造成压气机的工作条件变化的原因有三个：一是外界条件，如进气总温、总压（ T_2^* 、 p_2^* ），二是压气机转速（ n ），三是与其他部件的匹配工作，它们将改变通过压气机的空气流量（ W_a ）。所以，压气机特性可表示为

$$\left. \begin{aligned} \pi_c &= f_1(p_2^*, T_2^*, n, W_a) \\ \eta_c &= f_2(p_2^*, T_2^*, n, W_a) \end{aligned} \right\} \quad (3-23)$$

研究压气机特性是很重要的一个课题，目前已发展了很多的理论计算方法，但由于多级压气机在非设计状态下流动的复杂性，所得结果往往只有参考意义。真正可供使用的压气机特性基本上都是在压气机试验台上通过直接实验而得到的。

3.2.1 压气机的流量特性

在一定的进口条件下（即 p_2^* 、 T_2^* 一定），压气机的主要性能参数（ π_c 、 η_c ）随着流量和转速的变化规律叫做压气机的流量特性。按其相互关系绘制的曲线，称为压气机的流量特性线。

3.2.1.1 压气机的流量特性实验简介

图 3.30 所示是一轴流压气机流量特性试验台的原理图。被试验的压气机由变速电动机（或燃气涡轮）带动旋转，改变电动机（或燃气涡轮）的功率，可以控制压气机转速的变化。在压气机出口（或进口）装有节气门，改变节气门开度可以控制流过压气机的空气流量。

进行实验时，将压气机转速保持为某一选定数值，然后逐渐改变节气门的开度，在每一个开度（对应流过压气机的某一空气流量值）下，测量并整理出一组实验数据：

压气机进、出口空气总压（ p_2^* 、 p_3^* ）；

压气机进、出口空气总温（ T_2^* 、 T_3^* ），或进口总温与总温升（ T_2^* 、 ΔT^* ）；

压气机进口的空气流量（ W_a ）；

压气机所消耗的功率（ P_C ）。

根据以上数据，可计算出不同流量下所对应的压气机增压比和效率。

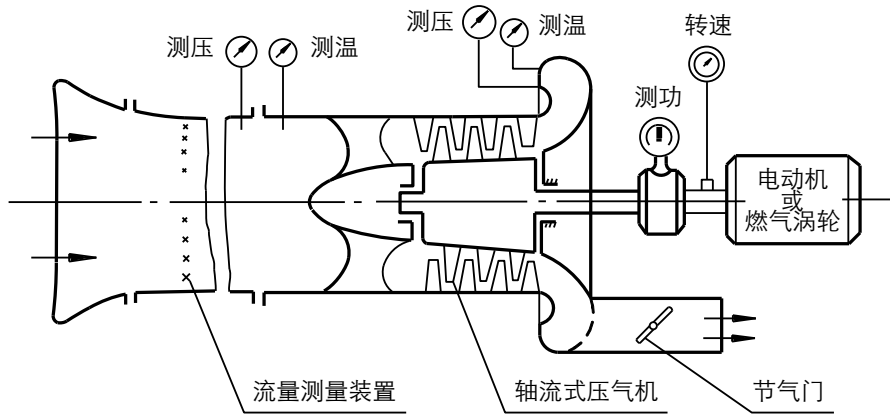


图 3-30 压气机流量特性实验装置简图

例如，当节气门处于某一开度时，由上述测量参数可得增压比为

$$\pi_c = \frac{p_3^*}{p_2^*}$$

效率为

$$\eta_c = \frac{l_{c,ad}}{l_c} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_2^*} - 1}$$

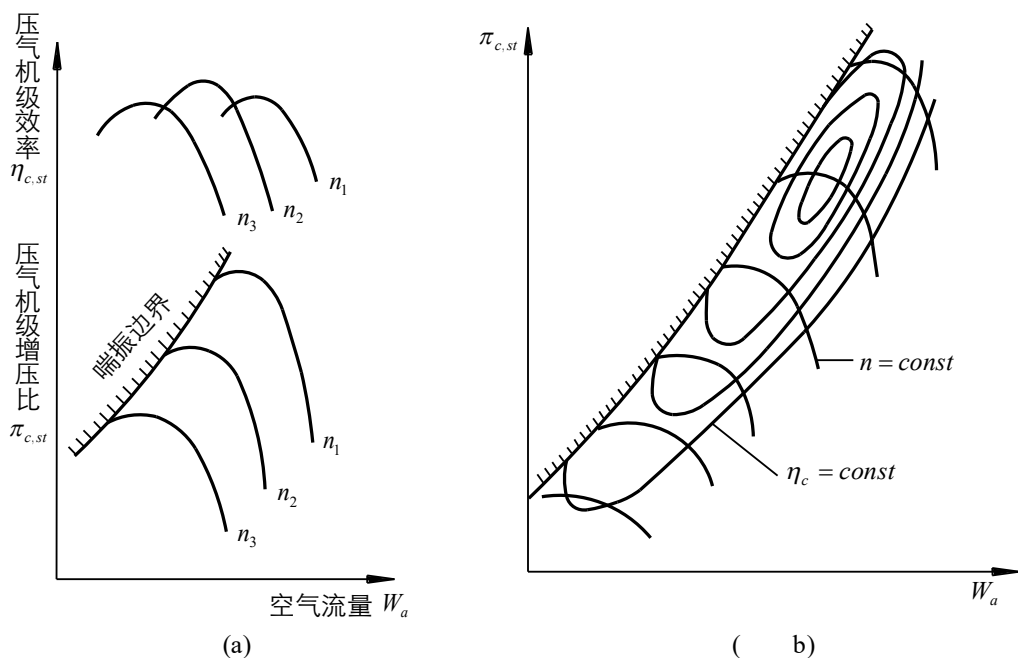


图 3-31 压气机流量特性线

在实验中为避免温度测量带来的误差（尤其是温升较小时），压气机效率也常用下式进行计算

$$\eta_c = \frac{W_a \cdot I_{c,ad}}{P_c}$$

这样就可得到一组在某一转速下，增压比和效率与空气流量相对应的数据。再将压气机转速调整为另一数值，按上述方法进行实验，整理出另一组增压比和效率与空气流量的对应数据。依此类推，可得到若干组增压比和效率与空气流量的对应数据。用这些实验数据绘制成曲线，便可得到压气机的流量特性线，如图 3-31 (a) 所示，图中 $n_1 > n_2 > n_3$ 。

有时为了使用方便，在增压比随流量的变化曲线图上画出等效率线，如图 3-31 (b) 所示。

3.2.1.2 单级压气机的流量特性线

单级压气机是多级压气机的基本组成单元，因而多级压气机的流量特性线是以单级压气机的流量特性线为基础的，所以，首先研究单级压气机的流量特性线。

(1) 流量特性线的变化规律

图 3-31 是通过实验得到的典型单级轴流压气机的流量特性线。

由图可以看出，在保持压气机转速 n 为常数时，随着空气流量减小（关小节气门），单级压气机的增压比是先增大，并在某一空气流量下达到最大值，然后随着空气流量的进一步减小反而减小。因此，等转速线一般分为两段，在最大增压比右边的一半称为右支，左边的一半称为左支。压气机的级效率随空气流量的变化基本上也呈类似的规律。

需要指出的是，对于高速、高负荷压气机（如超、跨音级），其压比特性线可能没有最高点，即没有左支。

在保持转速一定的条件下，空气流量减少到一定程度时，压气机的工作会变得很不稳定，流过压气机的气流产生脉动，引起压气机振动，并且伴随产生一种不正常的声音。等转速线上开始出现不稳定现象的点称为不稳定工作点。各条等转速线上的不稳定点的连线称为该压气机特性线上的不稳定工作边界，如图 3.31 中的阴影线所示。

(2) 流量特性线的变化原因分析

对于已制成的压气机，叶片和通道几何形状已经确定。在设计状态下，压气机的气流参数与叶片、通道的几何形状是相适应的。在非设计状态时，几何形状并没有改变，但气流参数却发生了变化，于是二者之间就会由适应转变为不适应。

以气流流过压气机平均半径处的基元级（图 3-32）为例，图中（a）表示设计工作状态。当圆周速度 u 和空气流量 W_a 都是设计值时，气流相对速度 $w_{①}$ 以设计时所规定的方向流入工作叶轮，这时气流的速度三角形和叶片的几何形状相适应，气流冲角等于设计冲角（假设设计冲角 $i \approx 0$ ），于是气流能顺利地流过叶栅，而不会出现分离现象。这时，级压气机功为 $l_u = u \cdot \Delta w_u$ ，级效率为 $\eta_{c,st}$ 。

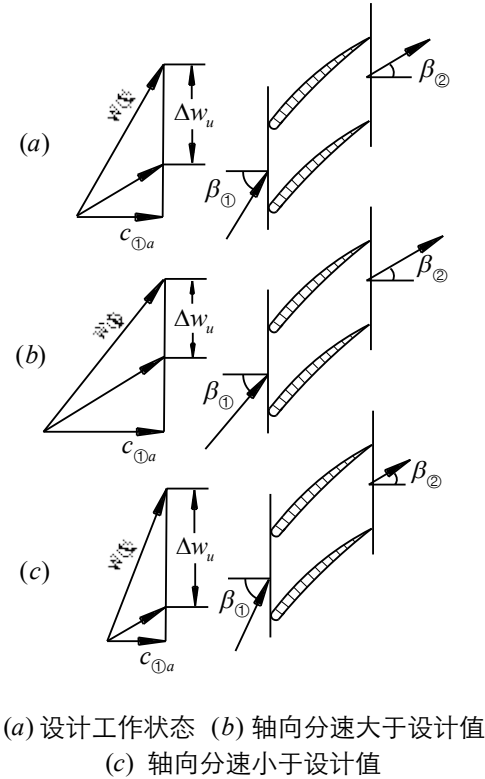


图 3-32 转速一定时，扭速随轴向分速的变化

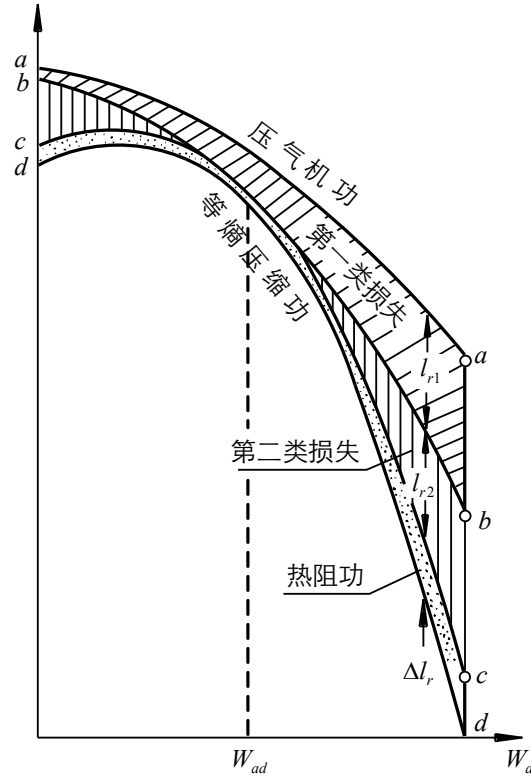


图 3-33 单级压气机功和损失随空气流量的变化

当压气机的工作偏离设计状态时， π_c 和 η_c 的变化取决于级压气机功以及流动损失的变化。因此，研究 π_c 和 η_c 随 W_a 的变化，也就是相当于研究级压气机功和流动损失随空气流量的变化。

首先研究级压气机功随空气流量的变化。由于在试验中保持转速不变，所以圆周速度 u 也保持不变。当开大节气门时，空气流量增加，由于压气机进口面积和进口条件不变，轴向速度 c_{1a} 将会增大，如图 3-32 (b) 所示。 c_{1a} 增大使气流的进气角减小。于是形成负冲角，即 $i < 0$ ，在冲角偏离设计冲角不太多的情况下，可以假设气流出气角 β_2 基本不变，由图可以看出 Δw_u 减小，所以压气机功减小。

反之，当关小节气门使空气流量减小时，轴向速度 c_{1a} 减小，如图 3.32 (c) 所示。 c_{1a} 减小使气流的进气角 β_1 增大，于是形成正冲角，即 $i > 0$ ，在 β_2 基本不变这一假设前提下， Δw_u 增大，使压气机功增大。（注意：当空气流量下降很大，冲角增加得偏离设计值很远时，落后角要增大，这时 Δw_u 有可能减小而导致压气机功有所下降）。

综上所述，可知压气机功随空气流量的变化情形如图 3-33 所示。

在压气机功中扣除掉损失以后，剩余部分为用于气体增压的等熵压缩功，所以要想知道等熵压缩功随空气流量的变化情况，必须要分析损失随空气流量的变化情形。

为了便于分析问题，把空气在压气机内的全部流动损失即叶型损失和二次损失分为两类：第一类损失包括摩擦损失、激波损失和二次损失。在其他条件不变时，摩擦损失、激波损失是随流速增大而迅速增大的，空气流量越大，即流速越大，损失也就越大。二次损失的大小，与叶片的叶盆和叶背的压力差有关。当空气流量增大时，上述的压力差也有改变，但由于叶片较长，每千克空气所分摊到的这种二次损失相对较小，所以空气流量增大时，二次损失要减小。由于摩擦损失、激波损失随空气流量的变化大于二次损失随空气流量的变化，总的结果仍然是第一类损失随空气流量的增大而增大（如图 3-33）所示。第二类损失是指由于气流方向偏离设计状态时的方向而产生的分离损失。当空气流量等于设计值（ W_{ad} ）时，可认为没有分离损失；空气流量过大或过小都会产生分离损失。气流方向偏离设计值越多，分离损失也就越大，如图 3-33 所示。

热阻损失则随着其他损失的大小而变化。其他损失大，热阻损失也大；其他损失小，热阻损失也小，如图 3-33 所示。

图 3-33 上用 a-a 线与 b-b 线之间的纵向距离表示第一类损失的损失功 l_{r1} ，b-b 线与 c-c 线之间的纵向距离表示第二类损失的损失功 l_{r2} ，c-c 线与 d-d 线之间的纵向距离表示热阻功 Δl_r ，于是 d-d 线就表示等熵压缩功随空气流量的变化情形。

由式 $l_{c,ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_2^* (\pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1)$ 可知，当进口总温 T_2^* 不变时，压气机增压比随空气流量

的变化趋势与等熵压缩功随空气流量的变化趋势相同。所以，压气机增压比的变化规律是：随着空气流量的减小，增压比增大，达到最大值后又逐渐减小，并最后进入不稳定工作状态。这是因为当空气流量减小到一定程度后，由于正冲角过大，使气流在叶背上发生严重分离，即发生失速现象，使压气机功不再上升，而流动损失急剧增大，这两个因素都使 π_c 减小。当正冲角超过某一临界值时，叶背上气流分离扩展至整个流通通道，使压气机进入不稳定工

作状态。反之，当保持转速不变时、随着空气流量的增大，级增压比开始逐渐减小，而后空气流量无法继续增大，而级增压比则迅速下降。这是因为，随着节气门开度的增大，空气流量和轴向速度也增大，出现很大的负冲角。当负冲角增大到一定程度时，在叶片槽道中出现堵塞现象，从而限制了空气流量的继续增加。

由图 3-31 还可以看出，在不同的转速下，压气机的流量特性线是不同的。当转速减小时，压气机功减小，使增压比也相应地减小，各对应工作情况的空气流量也减小，因而增压比曲线的位置向左下方移动。而效率曲线则是向左移动。

图 3-31 中的效率线表明，效率的变化趋势与增压比的变化趋势相同，但中转速时效率较高。压气机效率的变化趋势决定于 $l_{c.ad}$ 和 l_c 的变化。从图 3-33 中可以看出， $l_{c.ad}$ 随空气流量变化较快，而 l_c 随空气流量变化较慢。因此 η_c 的变化取决于 $l_{c.ad}$ 的变化。也就是说， η_c 的变化趋势与 $l_{c.ad}$ 相同，即与增压比变化趋势相同。在接近设计流量的某一数值时， η_c 达到最大值，当空气流量偏离此数值时，由于各类损失显著增加， $l_{c.ad}$ 就显著下降， η_c 也就随之减小。

图 3-34 所示为一超、跨音速压气机的特性图。跨音速压气机在高转速下的特性线比较陡峭，这是因为当流量变化时，速度的改变将引起激波位置与强度的变化，参数变化的幅度较亚音速压气机大一些。当流量增大至某一数值时，压气机中出现临界截面，压气机流量不再变化，即出现堵塞现象。

3.2.1.3 多级压气机流量特性的特点

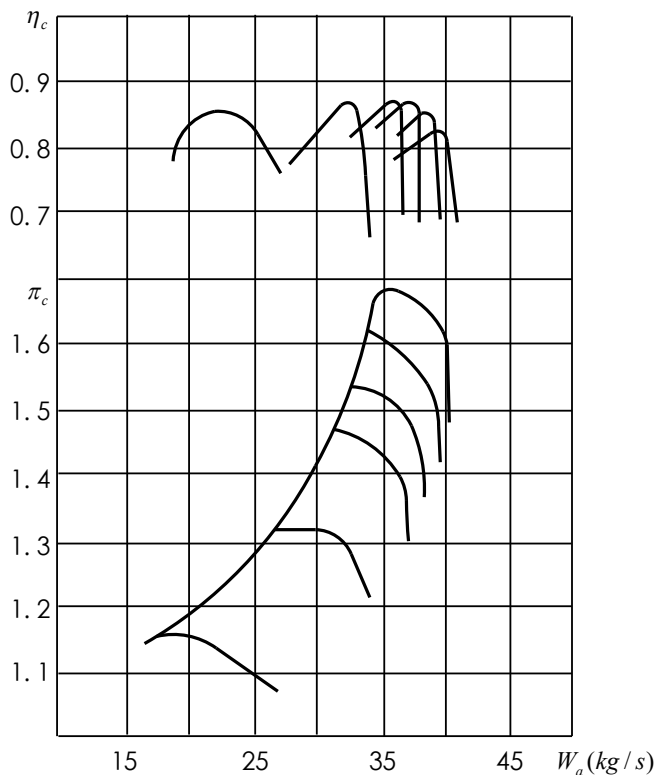


图 3-34 超、跨音速压气机特性线

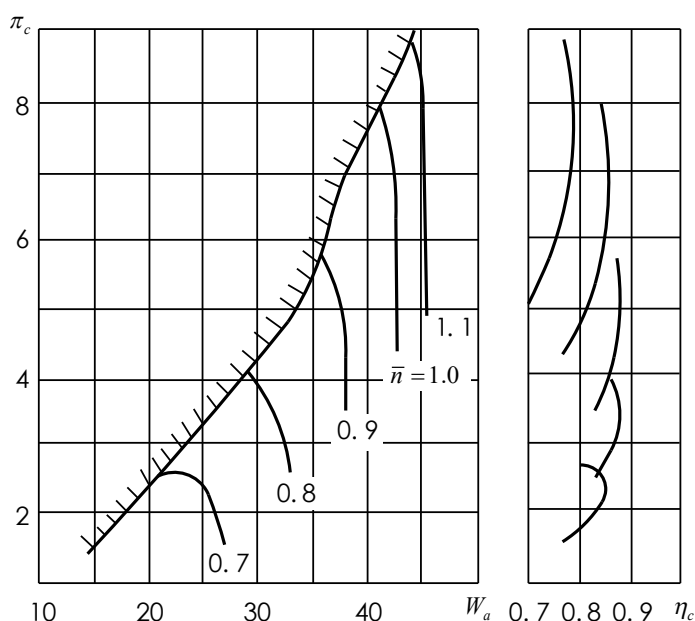


图 3-35 多级压气机的流量特性线

多级压气机是由若干个单级压气机所组成的，因而多级压气机的流量特性线（图 3-35）与单级压气机的流量特性线基本相似，但也有其特点。其主要特点是：

（1）多级压气机的流量特性比单级的陡峭

首先，多级压气机功是由各单级压气机功相加而来的。与单级相比，改变相同的空气流量，压气机功变化的绝对值相应增大。其次，多级压气机增压比是各级增压比的乘积。对单级来说，如保持转速不变，当进口流量下降时，由速度三角形可知，气流在动叶中的扭速增大，即级压气机功增大，使级增压比增大。如果是多级，情况就不一样了，当进口流量下降，使第一级增压比增大，由于第一级增压比提高，空气被压缩的程度增大，与设计状态相比，第一级出口的空气质量相对增大，而出口的通道面积并没有相应的减小，为了保持流量连续，第一级出口的气流速度必然减小，也就是第二级进口的轴向速度减小，这样就使第二级增压比提高的幅度更大。依此类推，增压比提高的幅度是逐级增加的。因此，多级流量特性线比单级的要陡峭得多。级数越多，设计增压比越高，各级相互影响的程度越大，其流量特性线也越陡峭。再次，当偏离设计状态时，每个单级不仅本身的流动损失增大，而且每级之间还会相互影响，使损失功进一步增大。因而多级压气机的空气流量稍有变化时，就会造成增压比的较大变化，也就是流量特性线相当陡峭。

（2）多级压气机的流量特性线在高转速下工作时比低转速下工作时更加陡峭

首先，在高转速时由于圆周速度大，压气机功大，随着空气流量的改变，使等熵压缩功的绝对值变化也大，故增压比变化量大，曲线陡峭。其次，在高转速工作时，随着空气流量的增加，气流冲角大大减小，在叶片通道中会出现临界截面，即发生堵塞现象，空气流量无法再增加，使流量特性线变得更为陡峭。转速越大，这个特点越明显，甚至等转速线几乎成为垂直线。上述现象往往首先在压气机的后几级发生，这是因为当转速不变而空气流量增大时，每个单级的扭速都会减小，因此各级的压气机功和增压比都要下降。气流流到最后一级时，由于流过的级数最多，所以空气的压力和密度与设计状态的数值相比下降得最多。由流量连续原理可知，末级进口轴向速度的增大量比前面各级都多，因此在后面几级中首先达到堵塞状态，从而限制了空气流量的变化。这一过程也是由渐变到突变的，起初往往只是在叶根出现堵塞。因为叶根处叶型厚，稠度大，易于出现堵塞，堵塞现象沿叶高逐渐扩大到整个叶片通道。再有就是目前多级轴流式压气机前面级常采用跨音级，而跨音级在高转速时的特性十分陡峭，以至有一段是垂直线，这就给多级压气机加了一个限制流量的喉道，因而也是造成其特性线陡峭的一个重要原因。

另外得注意的是，在多级轴流压气机流量特性线上，不稳定工作点和不稳定工作边界有时以发生喘振现象而确定，因而不稳定工作边界有时又称为喘振边界。

3.2.2 压气机的通用特性

上面针对单级和多级压气机特性线的分析，是在一定的进口条件（即 T_2^* ， p_2^* 一定）下得出的，但是在实际工作中，进口条件是变化的。于是，在使用上述特性时就遇到了问题，例如：当进口条件变化时，试验所录取的特性还能否应用，以及如何应用？还有在地面条件录取的特性在高空、高速飞行条件下能否正常使用？在冬天录取的特性，夏天能不能用？实际上这些问题都可归结为进气条件 T_2^* ， p_2^* 对压气机特性的影响。事实上，实验证明进口条

件变化对压气机特性是有影响的。例如 p_2^* 变化会引起压气机各截面上的压力随之变化，从而使流过压气机的空气流量发生变化； T_2^* 变化时不仅使压气机的空气流量发生改变，同时还会使流量特性曲线的具体形状发生变化。

可见，要使实验获得的压气机特性线适用于各种进口条件，势必要进行大量的实验工作，而且实际使用起来也不十分方便。那么能不能依据某一次或几次实验结果总结出一组特性线，使这组特性线无论在什么样的压气机进口条件下都能适用？回答是肯定的，这就是压气机的通用特性。

要消除进口条件对压气机特性线的影响，使得流量特性具有通用性，实质上就是使得通用特性上的工作点不但表示本次实验条件下的流动状态，而且还代表不同进口条件下具有相同 π_c 和 η_c 的流动状态。根据前面的分析，压气机的性能参数 π_c 、 η_c 是与流动状态的变化密切相关的，要满足上述要求，必然要实现相同的流动状态（或相似的流动状态），也就是说通用特性表示的是相似的流动状态。因此，绘制通用特性线必须要依据相似理论。

3.2.2.1 相似理论在叶轮机中的应用

由上面的分析可知，绘制通用特性线的基础是流动状态相似，依据相似理论，流动相似必须满足三个条件：几何相似、流场相似（运动相似）和动力相似。

(1) 几何相似

两台压气机的几何相似包括流道相似、相对间隙和各基元截面上的叶栅几何相似，如图 3-36 和图 3-37 所示。即对应的诸几何尺寸成比例。

$$\frac{D_t}{D'_t} = \frac{D_h}{D'_h} = \frac{\delta}{\delta'} = \frac{\Delta}{\Delta'} = \frac{b}{b'} = \dots = K_b \quad (3-24)$$

式中， K_b 为尺寸缩小（或放大）系数。

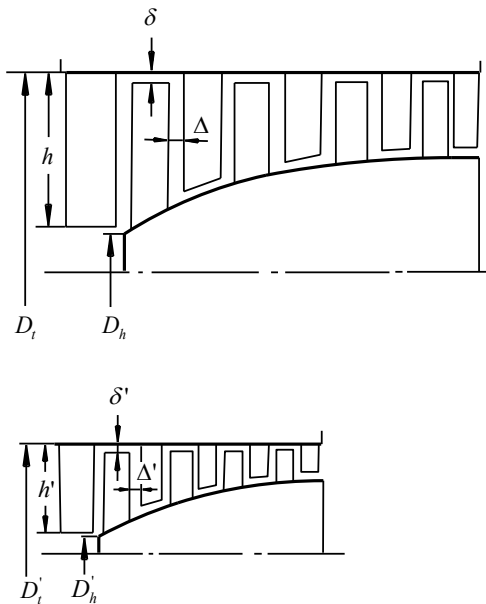


图 3-36 流道几何相似

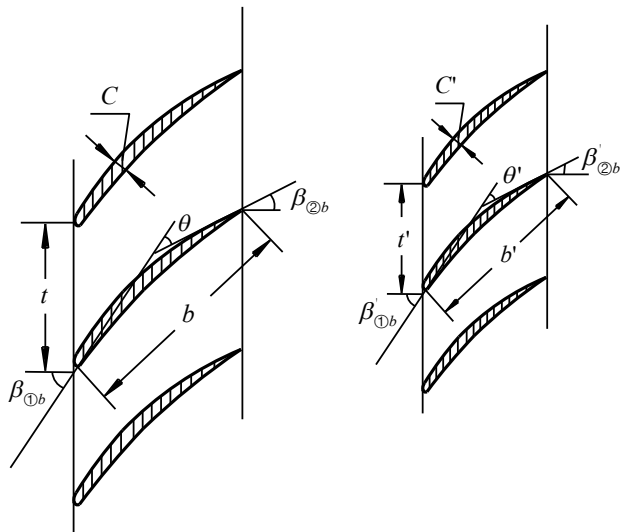


图 3-37 叶栅几何相似

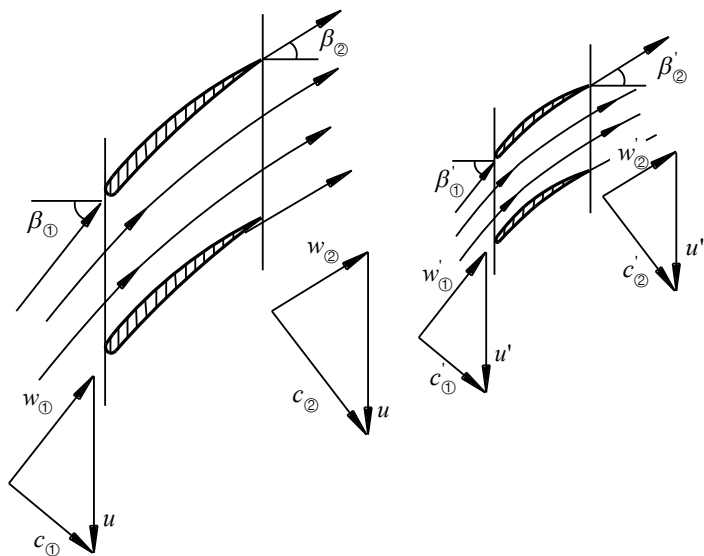
对于同一台压气机，显然是可以保证几何相似的。对于同一型号的压气机，若忽略掉其制造加工误差，亦可认为能满足几何相似。但对于缩小型压气机，保证严格的几何相似比较困难。例如，为使压气机安全运转，径向间隙 δ 就不能按比例缩小，压气机叶片按比例缩小后在工艺上也有困难。

(2) 流场相似（运动相似）

流场相似（或运动相似）指的是两台压气机流场中对应点上的速度方向相同，大小成比例。即

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \beta'_1 \quad \square \quad \beta_2 = \beta'_2 \\ \frac{w_1}{w'_1} &= \frac{w_2}{w'_2} = \frac{c_1}{c'_1} = \dots = K_c \end{aligned} \right\}$$

图 3-38 流线相似和速度三角形相似



(3-25)

式中， K_c 为速度比例系数。所以两台压气机流场相似必须是流场中对应的流线和对应点上的速度三角形相似，如图 3-38 所示。

(3) 动力相似

动力相似是指两台压气机的流场中，对应点上同类力的方向相同，而大小成比例。

流过压气机的流体微团所受的外力大体上有静压力、惯性力、粘性力和重力。对于气体而言，重力与其他力相比甚小，可以忽略不计。

由流体力学相关知识可知，雷诺数 R_e 的物理意义是惯性力与粘性力之比， R_e 数越大，意味着粘性力作用越小，惯性力的作用越大。实验证明，当 R_e 数大到一定程度时（ $R_e \geq 2 \times 10^5$ ），粘性力的作用已经很弱，可以认为整个流场不再受 R_e 数变化的影响，此时，称流动进入自动模化区。航空压气机在大多数工作状态下， $R_e \geq 2 \times 10^5$ ，这时，压气机的动力相似条件就只有气流马赫数了。但是，飞机在高空低速飞行（或爬升）时，由于空气密度下降剧烈，因而 R_e 下降低于 $R_e \geq 2 \times 10^5$ ，这会引起压气机效率下降，通常采用效率修正的方法。 M 数的物理意义是惯性力与静压力之比。因此，对于我们所研究的压气机中的绝热、定常流动，满足动力相似的条件就是保证流场中对应点上的 M 数必须相等和 R_e 数必须相等。有关非定常及有传热的流动情形在此就不再涉及。

下面，讨论压气机流动状态相似的具体判断方法。一般情况下，压气机的流场都满足 $R_e \geq 2 \times 10^5$ 的条件，因而可以忽略 R_e 数的影响。这时，由流体力学知识可知，在几何相似的前提下，只要叶栅的进口气流 M 数（注意：包括大小和方向）相同，则压气机的流动状态就是相似的。对于压气机的动叶叶栅而言，由于是旋转的，所以其相似准则应是相对进口 M 数（包括大小和方向）相同。利用速度三角形可以推知，只要压气机的进口轴向马赫数 M_a 和第一级动叶切线马赫数 M_u ($=u/\sqrt{\gamma RT_2}$) 保持不变，则压气机的所有各级的叶栅进口和出口气流马赫数也保持不变，因而在整个压气机中的流动状态是相似的。下面进行具体说明：

当气流进入多级压气机时，首先是流入进口导流叶片（如果没有进口导流叶片， $\alpha_1 = 0^\circ$ ）并在其出口产生预旋。由图 3-39 可知

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \sin \alpha_1}$$

写成 M 数的形式

$$M_{w1} = \sqrt{M_{c1}^2 + M_{u1}^2 - 2M_{c1}M_{u1} \sin \alpha_1}$$

且

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{M_{c1} \cos \alpha_1}{M_{u1} - M_{c1} \sin \alpha_1}$$

可见，要保持 M_{w1} 、 β_1 相同，则必须使 M_{c1} 、 M_{u1} 和 α_1 保持相同。当没有进口导流叶片时，压气机为轴向进气（ $\alpha_1 = 0^\circ$ ），因此要使得 M_{w1} 、 β_1 相等，只需 M_{c1} 、和 M_{u1} 相等即可。此时， M_{c1} 就是 M_{2a} ， M_{u1} 就是 M_{2u} 。当有进口导流叶片时，保持压气机进口处的马赫数 M_{2a} （即进口导流叶片进口的 M 数）不变，则导流叶片中的气体流动相似，因而其导流叶片出口马赫数（也即是 M_{c1} ）和出气角 α_1 保持不变，由前面的速度三角形分析可知，也可以保持 M_{w1} 不变、 β_1 不变。 M_{w1} 不变和 β_1 不变保证了动叶叶栅流动状态相似，因而动叶出口相对马赫数 M_{w2} 和出气角 β_2 也保持不变，同时由于 M_{u2} 也保持不变（因为 $M_{u2} = u_2/\sqrt{\gamma RT_2}$ ，而 T_2/T_1 在相似的流动中保持不变），同理，通过对出口速度三角形的分析可得到 M_{c2} （即静叶叶栅进口马赫数）保持不变的结论，从而可知静叶流动状态也是相似的。用类似的方法也可以将流动的相似推广到压气机中的各个级（动叶和静叶）中去，这就意味着整台压气机的工作状态都是相似的。

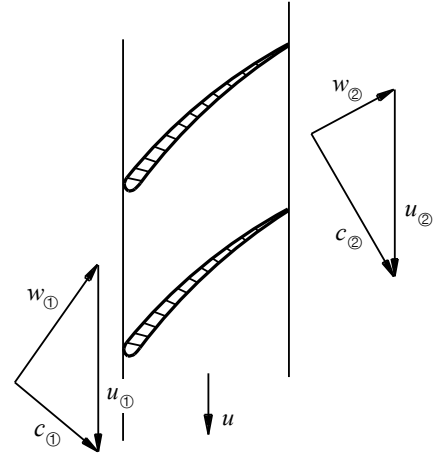


图 3-39 第一级动叶进、出口速度三角形

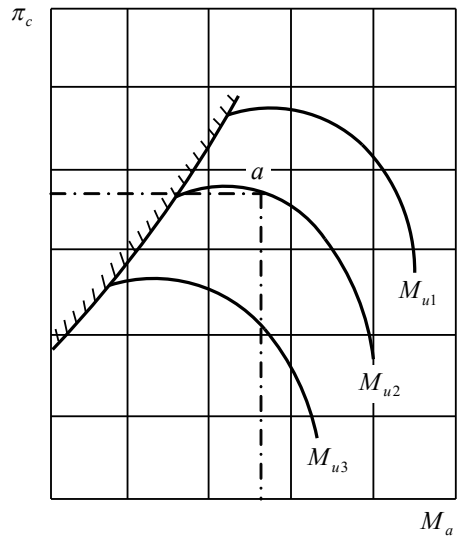


图 3-40 用 M_a 、 M_u 表示的压气机通用特性

所以, M_a 和 M_u 就被称作为压气机状态相似的准则参数。只要它们保持不变, 则在压气机中的流动状态就是相似的。一般来说, 可以选取多级压气机中任意截面上的 M_a 和 M_u 作为相似准则参数, 但人们一般常用压气机进口截面的 M_a 和 M_u 作为相似准则参数, 以便于应用。应当指出, 当压气机流场中出现了临界截面时, 上述的结论和准则就不再正确, 必需寻找新的相似准则。

根据相似理论, 两台压气机流动状态相似, 则对应点上的同名物理量必成比例, 即

$$\frac{p_3^*}{p_3^{*'}} = \frac{p_2^*}{p_2^{*'}} \quad \frac{T_3^*}{T_3^{*'}} = \frac{T_2^*}{T_2^{*'}}$$

由此关系式可知 $\pi_c = \pi_c'$, $\eta_c = \eta_c'$ 。此结果说明两台压气机流动状态相似后其性能参数 π_c 、 η_c 保持不变。这时, π_c 、 η_c 仅仅与压气机进口的 M_a 和 M_u 有关, 显然用 M_a 和 M_u 绘制的特性线将不受压气机进口条件的影响, 具有通用性, 因此称它为“通用特性”。图 3-40 表示的是用 M_a 和 M_u 绘制的压气机通用特性线。

3.2.2.2 相似参数和通用特性的表示

在实际使用中, 应用 M_a 和 M_u 来绘制压气机特性线不大方便, 又不形象。可以采用与 M_a 和 M_u 成比例或是它们的函数的组合参数来代替它们, 这些由数个物理量组成的与 M_a 和 M_u 有上述关系的量叫做“相似参数”。常用的相似参数有流量相似参数 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$ 和转速相似参数 $n/\sqrt{T_2^*}$ 。下面证明这两个参数是 M_a 和 M_u 的函数。

压气机进口截面的流量计算公式为

$$W_a = K_m \frac{p_2^*}{\sqrt{T_2^*}} A_2 q(\lambda_2)$$

式中, K_m 为流量系数, 它仅取决于绝热指数 γ 和气体常数 R , 是一常数。所以

$$\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2^*} = K_m A_2 q(\lambda_2) \quad (3-26)$$

由式 (3-26) 可以看出, $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$ 与压气机进口相对密流 $q(\lambda_2)$ 成正比。由气体动力学知, $q(\lambda_2)$ 取决于 M_2 , 因此, $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$ 是相似参数。

相似参数 $n/\sqrt{T_2^*}$ 可写成下列形式:

$$\frac{n}{\sqrt{T_2^*}} = \frac{60u}{\pi D_m \sqrt{T_2^*}} = \text{const} \cdot \frac{u}{\sqrt{\gamma R T_2^*}} \cdot \sqrt{\frac{T_2}{T_2^*}}$$

由于 $\frac{u}{\sqrt{\gamma RT_2}} = M_{2u}$ ，而 $\frac{T_2}{T_2^*} = \tau(\lambda_2)$ ，其大小取决于 M_2 ，代入上式得

$$\frac{n}{\sqrt{T_2^*}} = f(M_2, M_{2u}) \quad (3-27)$$

可见， $n/\sqrt{T_2^*}$ 也是相似参数。当 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2}$ 保持一定时， M_a 为常数的条件得到满足，当 $n/\sqrt{T_2^*}$ 再保持一定时， M_u 为常数的条件也得到满足。因此，可用这两个相似参数绘制压气机的通用特性线。应该注意的是，上面在讨论相似参数 $n/\sqrt{T_2^*}$ 和 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2}$ 时没有包含几何尺寸的因素，因此只适用于同一台压气机或同一类型的压气机，若是应用于缩小或放大的压气机，则必须要包括几何尺寸。

可以看出，采用 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2}$ 与 $n/\sqrt{T_2^*}$ 绘制的通用特性线应用起来非常方便，因为相似参数中的 W_a 、 p_2^* 、 T_2^* 、 n 都是在实验中直接测量录取的，它们也是表征不同飞行状态的参数。

因为 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2}$ 与 $q(\lambda_2)$ 成正比，因此也可以用 $q(\lambda_2)$ 代替 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2}$ 来表示压气机的通用特性线，这种表示方法是最常用的压气机通用特性的表示形式。

为了使用方便，还可以进一步把通用特性曲线换算成以海平面标准大气条件（取 $T_2^* = 288\text{K}$ 、 $p_2^* = 101325\text{Pa}$ ）为进气条件的特性线。此时的流量和转速称为换算流量和换算转速，分别用 W_{acor} 和 n_{cor} 表示。进行换算的依据是工作状态相似，即任意进口条件（ T_2^* 、 p_2^* ）下的压气机工作状态与以标准大气条件为进口条件下的压气机工作状态相似。所以有

$$\begin{aligned} \frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{p_2^*} &= \frac{W_{acor} \sqrt{288}}{101325} \\ \frac{n}{\sqrt{T_2^*}} &= \frac{n_{cor}}{\sqrt{288}} \end{aligned}$$

可得

$$W_{acor} = W_a \sqrt{\frac{T_2^*}{288}} \frac{101325}{p_2^*} \quad (3-28)$$

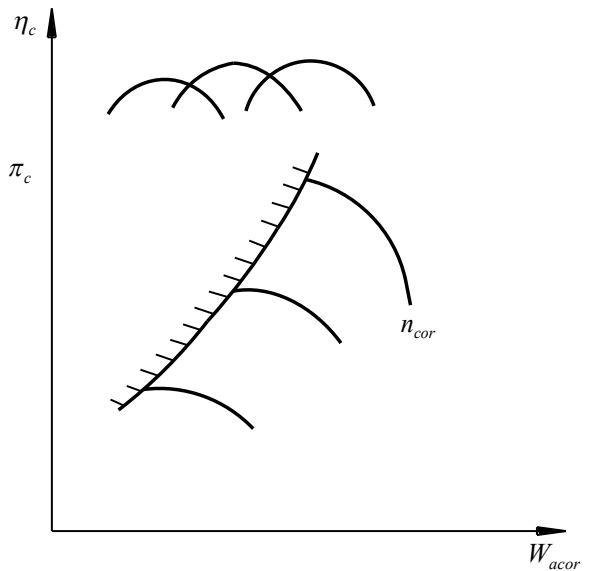


图 3-41 用换算参数表示的压气机通用特性线

$$n_{cor} = n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_2^*}} \quad (3-29)$$

显然, W_{acor} 和 n_{cor} 也是相似参数, 用换算参数表示的压气机通用特性如图 3-41 所示。除了上述两种常见的通用特性线表示外, 工程中还有其他形式的通用特性线表示方法。如用

$$\pi_c = f_1(q(\lambda_2), \bar{n}_{cor})$$

$$\eta_c = f_2(q(\lambda_2), \bar{n}_{cor})$$

表示的通用特性线。

其中, $\bar{n}_{cor} = \frac{n_{cor}}{n_d} = \bar{n} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_2^*}}$, \bar{n} 为相对转

速 $\frac{n}{n_d}$ 。

对于双转子压气机而言, 低压压气机的通用特性线可表示为

$$\pi_{cL} = f_{1L}(q(\lambda_2), n_{Lcor})$$

$$\eta_{cL} = f_{2L}(q(\lambda_2), n_{Lcor})$$

其中, 低压压气机的换算转速为

$$n_{Lcor} = n_L \cdot \sqrt{\frac{288}{T_2^*}}。$$

低压压气机的相对换算转速为

$\bar{n}_{Lcor} = \bar{n}_L \cdot \sqrt{\frac{288}{T_2^*}}$, 式中, $\bar{n}_L = \frac{n_L}{n_{Ld}}$ 为低

压压气机的相对转速。

低压压气机通用特性线的横坐标除了用 $q(\lambda_2)$ 表示外, 还可用换算流量 W_{acor} 和流量相似参数 $\frac{W_a \sqrt{T_2^*}}{P_2^*}$ 来表示。低压压气机的通用特性线如图 3-42 所示。

由于高压压气机的进口气流参数为低压压气机的出口气流参数 (如 T_{2B}^* 和 P_{2B}^* 等), 所以其通用特性可表示为

$$\pi_{cH} = f_{1H}(q(\lambda_{2B}), n_{Hcor})$$

$$\eta_{cH} = f_{2H}(q(\lambda_{2B}), n_{Hcor})$$

同理, 通用特性线的横坐标除了用 $q(\lambda_{2B})$ 表示之外, 也可用流量相似参数

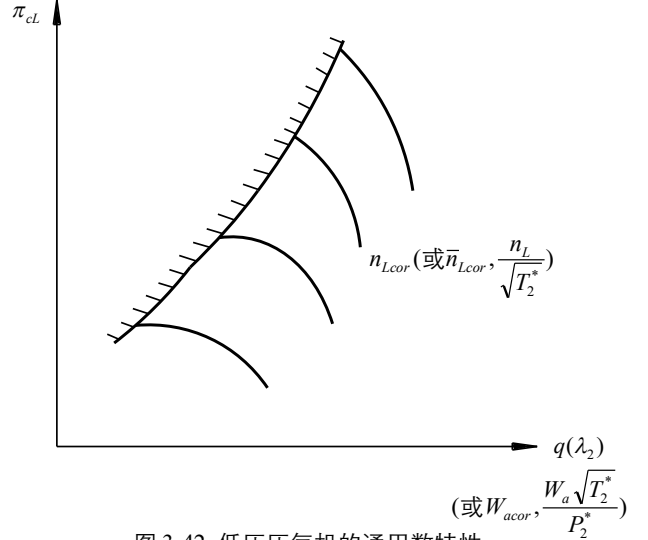


图 3-42 低压压气机的通用数特性

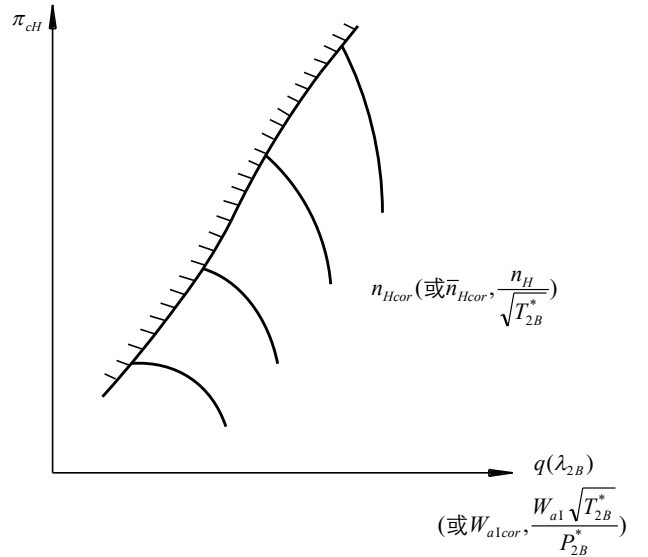


图 3-43 高压压气机的通用特性

和换算流量来表示。值得注意的是，对于涡扇发动机而言，由于有内、外两个涵道，因此高压压气机的流量相似参数为 $\frac{W_{a \mid} \sqrt{T_{2B}^*}}{p_{2B}^*}$ 。

如前所述，换算参数是以某一状态作为换算状态而得到的，这个状态通常是标准大气。由于高压压气机的进口气流参数是低压压气机的出口气流参数，因此高压压气机的换算状态一般有两种，一是选压气机设计状态下低压压气机的出口状态，此时的高压压气机进口气流参数为 T_{2Bd}^* 、 p_{2Bd}^* ，所以换算参数为

$$n_{Hcor} = n_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2Bd}^*}{T_{2B}^*}}, \quad \bar{n}_{Hcor} = \bar{n}_H \sqrt{\frac{T_{2Bd}^*}{T_{2B}^*}} \quad (3-30)$$

$$W_{a \mid cor} = W_{a \mid} \cdot \sqrt{\frac{T_{2B}^*}{T_{2Bd}^*}} \cdot \frac{p_{2Bd}^*}{p_{2B}^*} = \frac{W_a}{1+B} \sqrt{\frac{T_{2B}^*}{T_{2Bd}^*}} \frac{p_{2Bd}^*}{p_{2B}^*} \quad (3-31)$$

其中， $p_{2Bd}^* = p_{2d}^* \cdot \pi_{cLd}$ ， $T_{2Bd}^* = T_{2d}^* \left(1 + \frac{\pi_{cLd}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1}{\eta_{cLd}}\right)$ 。二是选标准大气状态，则有

$$(n_{Hcor})_s = n_H \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{2B}^*}} \quad (3-32)$$

$$(W_{a \mid cor})_s = W_{a \mid} \cdot \sqrt{\frac{T_{2B}^*}{288}} \cdot \frac{101325}{p_{2B}^*} \quad (3-33)$$

在今后的研究中，一般常用第一种换算方法，即式（3-30）、（3-31）。高压压气机的通用特性如图 3-43 所示。