

第三章 压气机的工作原理与特性

第四讲 压气机的不稳定工作与扩稳方案

3.4 压气机的不稳定工作和扩稳方案

在压气机特性图上，不稳定工作边界线（又称喘振边界）把压气机的工作分为两个区域。边界线的右边是稳定工作区域，边界线的左边是不稳定工作区。压气机一旦进入不稳定工作状态，将会导致压气机性能急剧恶化，并可能造成叶片振动断裂等严重故障。若装在发动机中则会引起发动机超温、推力减小，甚至导致熄火停车，危及飞行安全。因此，在各种使用条件下，避免压气机进入不稳定工作状态，对于发动机的可靠工作具有重要意义。下面研究分析压气机不稳定工作的物理现象和机理，并在此基础上讨论研究扩大压气机稳定工作范围的措施。

3.4.1 压气机不稳定工作的两种现象

轴流式压气机的不稳定工作可分为两大类：第一类属于气动弹性现象，在这种情况下叶片的振动是由自激振动造成的，这种现象称为颤振，其原因将在有关燃气涡轮发动机强度与振动课程中阐述。另一类是单纯气动现象，在这种情况下叶片的振动是气动现象的他激振动引起的。在这一类气动现象中又可分为两种：一种是旋转失速，另一种是喘振。

实验证明，压气机的不稳定工作通常先以旋转失速形式出现，进一步可能发展至喘振。喘振的发生还与全台发动机其他部件的容腔大小和共同工作条件有关。

3.4.1.1 旋转失速

当转速一定而空气流量减小时，就会引起动叶叶片进口的气流冲角增大。当空气流量减小到一定程度后，就能在动叶叶栅通道内观察到气流不稳定流动现象的出现，同时压气机发出特殊叫声，振动也增大。在压气机中测得的流场表明，有一个或多个低速气流区以某一速度沿动叶旋转方向转动，这种不稳定工作状态就称之为旋转失速。

对旋转失速产生机理的传统解释如图 3-51 所示。当流量减小时，轴向分速随之减小，以动叶叶栅内的流动为例，动叶叶片进口的气流正冲角增大。当正冲角增大到一定程度后，动叶背部将产生气流分离现象（即失速）。但这种失速现象并非同时产生于全部叶片通道中，而是首先在某一些叶片上产生，因为叶栅中各个叶片的几何参数和工作条件不可能完全一样，如加工、安装的误差，气流的非轴对称性影响等等。假如在叶片 2 叶背上气流首先发生分离现象，那么这个叶片就不能产生足够的压比来维持其流动，

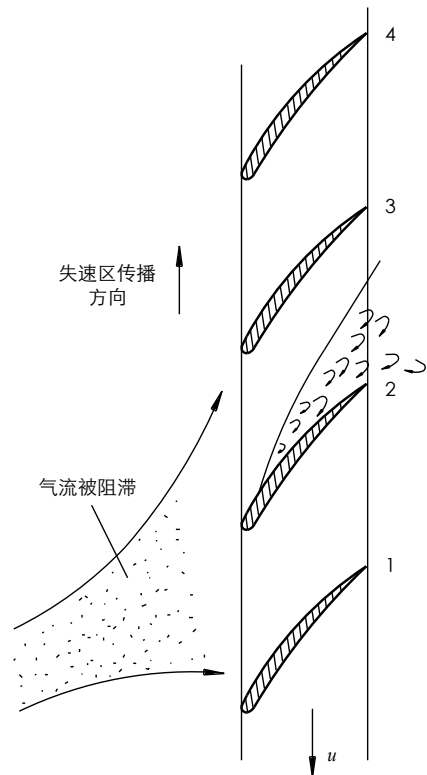


图 3-51 旋转失速形成示意图

于是便产生明显的气流阻滞。被阻滞的气流，使叶片进口流场发生偏转，结果使叶片3的气流冲角增大，而使叶片1的冲角减小并消除分离。这一气流偏转的结果，从而引起叶片3叶背上的气流发生分离。这样，气流的阻滞区（或叶片通道中的分离区）就相对于叶片排向上传播。实验证明，失速区传递的速度低于转子旋转的绝对速度，因而在绝对坐标系上，观察者将看到失速区是沿着转子的旋转方向转动的，故称为旋转失速。

近年来，关于旋转失速的机理研究又提出了新的观点，其中较有代表性的是旋转失速的模态波理论，其基本观点是：当接近失速流量时，会首先在压气机中出现一些幅值很小的初始扰动，随着时间的增长，这些扰动的幅值逐渐增大，直至最终发展成为旋转失速现象。值得注意的是，这种初始扰动的相位是不变的，而且扰动的成份以一阶、二阶谐波为主，这种扰动波称为模态波（mode wave）或旋转波（rotating waves）。旋转失速模态波理论的提出，为实施旋转失速的主动控制技术奠定了基础。

由于失速区按一定的速度传播，将使每个叶片承受周期性的气动负荷，也即给每个叶片施加一个激振力。如果失速区是一个，它的激振频率就是失速区的转速。如果激振力频率与叶片的自振频率相吻合，会使叶片产生共振，以至造成叶片的损坏。统计表明，旋转失速是使压气机叶片疲劳断裂的主要原因之一。因此，失速区的传播速度是一个重要的特征参数。

根据实验研究发现，旋转失速往往是在一两个叶片的叶尖处首先产生，然后向周向、径向发展。这是因为，叶尖部分的叶片通道扩散度一般较大，气流容易分离，同时，由于叶尖区域的流动最为复杂，也促使气流的分离加剧。

根据旋转失速后压气机性能的变化情况，旋转失速可分为两类。一类是平稳型旋转失速，其特征是失速后压气机性能的下降是连续的，也称为渐进型失速，如图3-52（a）所示；另一类是突变型旋转失速，其特征是随着流量下降到一定程度时，压气机性能会突然下降，如图3-52（b）中的ABCD所示。在这种情况下，当由旋转失速状态通过增大空气流量来解除旋转失速现象时，必须要将空气流量增大到超过

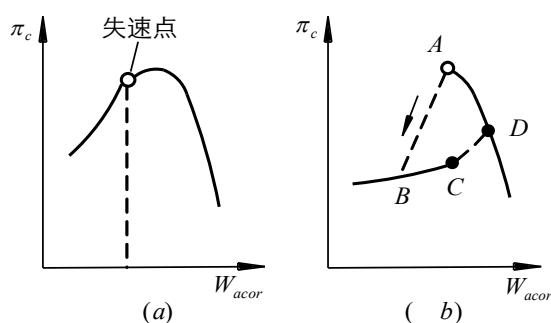


图 3-52 旋转失速的类型

进入失速状态的流量时，旋转失速才能消除，即存在失速滞后区。平稳型旋转失速往往发生在轮毂比较小的级，如多级压气机前面的一些级。由于叶片较长，旋转失速还不至于“充满”整个环形面积或扩展至整个叶高。所以，反映在压气机特性线上性能是连续变化的。平稳型旋转失速可以有多个失速区同时存在。突变型旋转失速往往发生在轮毂比较大的级，如多级压气机的后面级，因压气机叶片短，旋转失速一旦产生就可能波及整个叶高，在周向扩展也大，所以就会影响整个叶片环的正常工作，从而使压气机性能突然降低。突变型旋转失速往往只有一个失速区。压气机的中间级轮毂比中等，可以先产生平稳型旋转失速而后随着空气流量进一步减小有可能产生突变型旋转失速。有时也根据失速区沿叶片径向范围的大小来区分旋转失速，即全叶高失速和部分叶高失速。突变型旋转失速通常都与全叶高失速相关，在多级压气机的后面级中，由于轮毂比较大，叶片较短，失速区一经产生，便会迅速扩展至整个叶高，且周向扩展也大，所以多见突变型旋转失速。而平稳型旋转失速在小轮毂比的多级压气机进口级（或前面几级）中较为普遍，它常常与部分叶高失速相联系。

根据以上分析, 旋转失速的特征是: 旋转失速时, 气流脉动沿压气机周向变化和传播, 且气流脉动的频率较高, 其流场具有强烈的非轴对称性。旋转失速时, 其气流脉动频率和脉动振幅与流路容积特性无关, 主要取决于压气机的工作状态 (轴向速度和转速), 同时还与叶栅的几何参数有关。当旋转失速发展到一定程度时, 压气机就会产生喘振。

3.4.1.2 喘振

压气机喘振是气流沿压气机轴线方向发生的低频率 (通常只有几赫兹或十几赫兹)、高振幅 (有强烈的压力和流量波动) 的气流振荡现象。这种低频、高振幅的气流纵向振荡是一种很大的激振力来源, 它会导致强烈的机械振动, 故破坏性极大。

据观察, 当装在发动机上的压气机发生喘振时, 发动机的声音由尖锐转为低沉, 出现强烈的机械振动, 压气机出口压力和流量大幅度地波动, 使得热端部件超温, 转速不稳定推力下降并大幅度波动, 排气温度升高, 有时还会出现发动机熄火, 有时在发动机进口处有明显的气流吞吐现象 (包括燃烧室内的高温、高压燃气倒流 “吐火” 现象), 有时伴随有放炮声, 在短时间内造成机件严重损坏。所以, 在发动机的整个工作过程中不允许压气机发生喘振, 如一旦出现这种情况, 应立即设法退出喘振状态。

有关研究表明, 喘振现象的产生不仅与压气机本身有关, 还与气流流路的整个容积有关 (如发动机上压气机后的燃烧室容积, 试验台上压气机的排气容腔等)。在同样的压气机工作条件 (如转速、流量) 下, 较小容积易出现旋转失速, 而较大容积则易产生喘振现象。喘振时的气流振荡频率与容积的大小有关, 容积越大, 振荡频率越低。

虽然旋转失速和喘振是两种不同的现象, 但是, 它们产生的原因都是由于压气机叶片的叶背出现了气流分离和分离扩展, 而且在这两种不稳定工作的发展过程中有着密切的联系。甚至有人认为旋转失速是喘振的前奏和重要起因。下面分析引起压气机喘振的机理。

如前所述, 压气机正常工作时, 动叶对气流做功增压, 把气流不断地压向后方, 气体的压力逐级升高。当流量减小至一定程度时, 由于流入动叶的气流冲角增大, 在动叶叶背处发生气流分离现象, 使压气机的做功增压能力下降。若此时压气机的增压能力瞬时下降过多, 或后面的排气容腔较大, 气流压力积蓄较高, 这时动叶就再也没有能力把气流压向后方, 势必使气流流量急剧下降, 流量减小又使压气机增压能力进一步下降, 使气流倒流至压气机前方。由于压气机增压能力的大幅度降低和流量的急剧减小, 压气机出口的压力也很快地减小, 整个压气机的流路此时就又变得很通畅, 而且由于压气机几乎仍保持原来的转速工作, 于是瞬时大量气流又重新被吸入压气机, 流量逐渐增大, 压气机似乎又恢复了 “正常” 的流动状态, 压气机的做功增压能力又得以恢复。然而, 因为发生喘振的条件仍然没有改变, 所以, 随着压气机后面反压的不断升高, 压气机流量又开始减小, 又开始出现气流的分离, 因而压气机的增压能力又再次下降, 使流量又急剧减小。如此周而复始地进行下去, 形成气流参数沿轴向的低频大幅度的振荡现象, 也就是发生了喘振。

虽然旋转失速和喘振是两种表现不同的现象, 但是它们产生的根本原因是相同的, 即是气流的流动状态严重地偏离了设计状态, 造成叶背上气流分离。只不过是在不同工作条件下产生的最终效果不同而已。

结合上一节对压气机非设计状态所作的分析, 可以知道在不同的工作条件下, 多级压气机中首先发生不稳定流动现象的位置是不同的。当 n_{cor} ($< n_{cord}$) 减小时, 压气机的前几级正冲角增大, 若发生不稳定流动则是前几级中的气流分离所造成的; 而当 n_{cor} ($> n_{cord}$) 增大时则相反, 压气机稳定工作的破坏, 是由最后几级中的气流分离所决定的。且根据有

关试验表明, 在较低的 n_{cor} 情况下, 由于前几级的轮段比较小, 气流的分离区起初的尺寸不大, 不会立即扩展开来, 维持旋转失速状态。在高 n_{cor} 下, 不稳定工作的形式往往表现为强烈的喘振。

3.4.2 压气机的稳定工作裕度

在正常工作状态下, 压气机的工作点位于稳定工作区域内, 与不稳定工作边界有一定的距离。为了定量地说明压气机工作点与不稳定工作边界的相对位置, 衡量压气机工作的稳定性, 引入压气机稳定工作裕度 (有时称为喘振裕度) 的概念。一种常用的压气机稳定工作裕度定义为

$$\Delta SM_c = \left(\frac{\pi_{c,s} / W_{acor,s}}{\pi_{c,o} / W_{acor,o}} - 1 \right) \times 100\% \quad (3-37)$$

式中: ΔSM_c — 工作点所在换算转速的压气机稳定工作裕度;

$\pi_{c,s}$ 、 $W_{acor,s}$ — 与工作点所在换算转速对应的不稳定工作边界点的增压比和换算流量;

$\pi_{c,o}$ 、 $W_{acor,o}$ — 压气机工作点的增压比和换算流量。

由上式可知, 在同一换算转速下, ΔSM_c 越大, 说明工作点距不稳定工作边界越远。反之 ΔSM_c 越小, 压气机就越易进入不稳定工作状态。当 $\Delta SM_c = 0$ 时, 表明压气机已进入不稳定工作。

通常在设计点上的稳定工作裕度为 $\Delta SM_c = 15 \sim 20\%$ 。

在发动机的使用过程中, 压气机的工作条件变化很大, 必须采取有效的措施来防止压气机进入不稳定工作状态。

3.4.3 扩大压气机稳定工作裕度的方案

扩大压气机稳定工作裕度的途径有两个, 一是从气动设计着手, 通过气动设计使压气机在偏离设计状态时, 压气机有较少的气流参数偏离或对非设计状态下的分离扩展有较强的抑制能力, 即相容性; 二是增设调节机构, 使压气机叶片或流路的几何形状能够随着压气机工作条件的变化而改变, 达到气流参数和压气机几何尺寸相互协调的目的。

3.4.3.1 气动设计方面的措施

由前面的分析可知, 压气机在非设计状态工作时, 其前面级和后面级偏离设计状态最为严重, 而中间级基本保持在设计状态, 因此, 在进行多级压气机气动设计时, 应对压气机的进、出口级予以特别考虑, 采取有效的措施。

改善压气机第一级的稳定工作裕度所采取的具体措施有: 第一级动叶采用宽弦长、小展弦比设计; 采取高稠度、加宽一级静叶弦长; 机匣处理等技术。所谓机匣处理, 就是在机匣内壁面上 (或在轮毂表面上) 开槽、开孔或采用蜂窝结构。实验证明, 采用适当的机匣处理措施后, 可以明显地把不稳定边界移向左方, 稳定工作范围明显扩大。机匣处理的形式有许多种, 要根据具体的压气机来进行选择。

改善压气机后面级的稳定工作裕度而采取的措施有: 减少末级压气机的加功量。考虑端壁区环壁附面层、漩涡、二次流动的影响而采用“端弯”设计。所谓“端弯”设计是指在叶尖 (或叶根) 处增大叶片的扭转程度。采用双排静叶或串列叶栅等等。还有采用叶背附面层抽吸技术和紊流发生器技术等等。

3.4.3.2 压气机的调节

所有的现代燃气涡轮发动机，对其所采用的压气机都有专门的调节措施。压气机的总设计增压比愈高，对其进行调节也就显得尤为必要。

从速度三角形的分析可知，要防止压气机进入不稳定工作状态并改善压气机的非设计状态性能，关键是要使气流的冲角接近于设计状态，即改变叶片进口的气流冲角就可达到防喘的目的。并由此可以得到，改变叶片进口的气流冲角的方法有：一是改变轴向分速 c_a ，对于已定几何尺寸的压气机而言，就是改变其流量；二是改变圆周分速度 c_u ，即是改变进口气流预旋的大小；还有可改变圆周速度 u ，现代燃气涡轮发动机广泛采用多转子就是基于此。因此，压气机的防喘调节方法有：

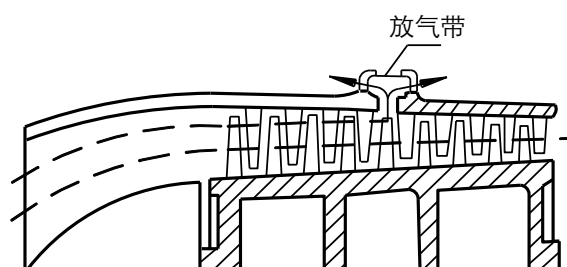


图 3-53 压气机中间级放气示意图

(1) 从压气机的中间级放气

常见的压气机中间级放气的示意图如图 3-53 所示。放气机构有不同的形式，有放气带式的，如在压气机机匣上沿着整个圆周开一排放气孔，用钢质放气带开启或关闭这些放气孔；也有的采用放气活门。

中间级放气扩大压气机稳定工作裕度的机理可以这样来解释。由前面的分析可知，当 $n_{cor} < n_{cord}$ 时，压气机的工作特点是前面级的气流冲角变大在较大的正冲角下工作，而后面级的气流冲角减小在较大的负冲角下工作，即压气机处于“前喘后涡”状态。此时，打开放气机构后，减小了放气孔前面各级的流道阻力，使放气孔前面各级的空气流量增加，因而轴向速度增大，气流冲角减小，减轻或消除了前面级相对速度进气方向对设计状态的偏离，即消除了前面级的喘振状态。而放气孔后面各级的空气流量却由于放气而减少，于是使气流冲角增大，同样也减轻或消除了后面级相对速度进气方向对设计状态的偏离，即消除了后面级的涡轮状态。因此，放气使压气机中各级的非设计状态都得到不同程度的改善，推迟了失速的产生，因而扩大了压气机的稳定工作裕度。图 3-54 表示的是放气后压气机特性线和共同工作线位置的典型变化情况。由图可以看出，在放气机构打开的换算转速范围内（图中虚线表示），不稳定工作边界左移，共同工作线右移，稳定工作裕度 ΔSM_c 增大。

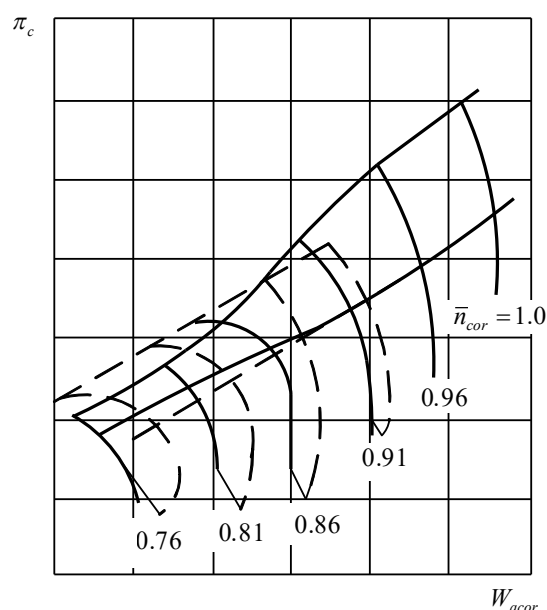


图 3-54 放气对压气机特性的影响

中间级放气，机构简单，在设计增压比小于 10 的多级轴流式压气机中效果较好。此外，起动时，放气还可以减小起动功率，对发动机的起动有利。其主要缺点是将一部分已经被前

面级压缩的将近 15%~25%的压缩空气放掉而没有利用，这就意味着供给压气机的一部分机械能被浪费掉，结果使发动机的推力减小，燃料消耗率增大，涡轮前燃气温度升高。

(2) 调节进口导流叶片、静子叶片角度

中间级放气防喘只适用于增压比在 10 以下的多级轴流式压气机。当设计增压比更高时，实验证明，放气防喘的效果并不显著，这时多采用旋转进口导流叶片、静子叶片的方法或采用双转子等方法。

采用调节进口导流叶片、静子叶片角度这种防喘调节方法时，被调节的级数可根据发动机的型式、用途和设计增压比的高低来选定，可以调节单一的进气导流叶片环，或是同时调节前几级的静子叶片角度，也可以是同时对前几级和后几级进行调节。仅采用调节进口导流叶片的方法，通常是在低压压气机（风扇）上采用，调节前几级（如前 3 级）的方法通常在具有高设计增压比的涡扇发动机的高压压气机上使用；而前、后级共同进行调节的方法，则适用于具有宽广飞行 M 数范围的超音速飞机的发动机上。

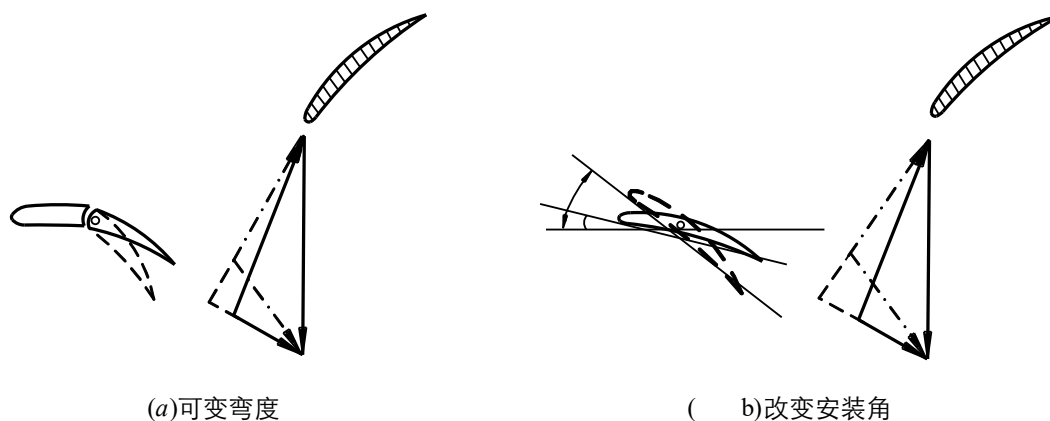


图 3-55 调节导流叶片角度的防喘原理

调节进口导流叶片、静子叶片角度来扩大压气机稳定工作裕度的原理是：改变动叶进口的气流预旋量 c_{1u} ，从而改善气流的冲角。例如，当换算转速减小而小于设计值时，已知压气机第一级进口的速度三角形如图 3-55 所示（实线表示），正冲角变大。如果压气机进口装有导流叶片，则可以适时地增大其出气角度（（a）改变可变弯度角；（b）改变叶片安装角），增大进气的正预旋量，因此可以明显地减小正冲角（点划线表示），而且把相对速度进气方向调整至接近于设计状态（虚线表示），推迟失速的发生。同样道理，若是对第一级或第二级的静子叶片角度也作相应的调整，则可改善下一级动叶进口的流动情况。调节进口导流叶片、静子叶片角度对压气机特性的影响定性表示在图 3-56 上，可见，当增大可调叶片的安装角时，使压气机特性线往左下方移动。在 $n_{cor} < n_{cord}$ 的范围内使压气机的稳定工作裕度大大增加，而增压比和换算流量则减小。

调节进口导流叶片、静子叶片角度的防喘方法，优点突出，不仅可以达到防喘的目的，而且非设计点效率高，还可改善发动机的加速性，适用于高增压比的发动机，故这种防喘调节措施仍应用于 20 世纪 80 年代新发展的压气机设计中。

近年来，在发动机上广泛使用的“可变弯度叶片”可以看作是可调导流叶片的

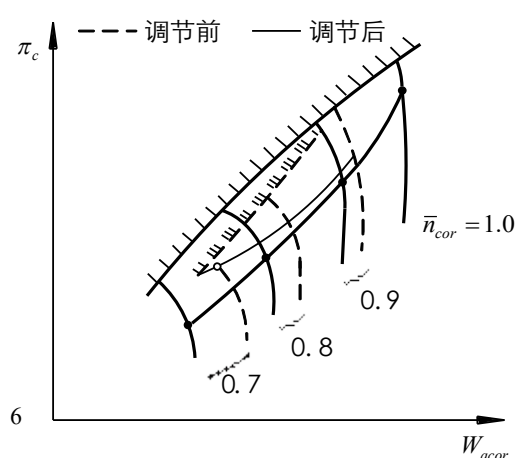


图 3-56 调节导流叶片角度时，压气机特性的变化

发展。“可变弯度叶片”由两段构成，把叶片从弦长的 2/3 处分开，前半段是固定的，后半段是可全程调节的。

(3) 采用双转子和三转子压气机

除了上述的防喘调节方案之外，还可以对压气机的结构进行适当的调整，例如将高设计增压比的单转子压气机分成单个压比较低的双转子压气机或多转子压气机，它们由各自的涡轮来带动。因为，压气机在非设计状态稳定裕度减小的原因是前后级间的不协调，设计增压比愈高，这种不协调情况就愈严重，压气机的稳定工作范围愈小。所以，把高设计增压比的压气机分成低增压比的多个转子压气机后，就可以显著地减轻压气机中各级流动的不协调程度，使压气机的稳定工作范围扩大。对于高设计增压比的压气机，双转子结构是应用最为广泛的型式，位于前面的称为低压压气机，位于后面的称为高压压气机，与相应的低压涡轮和高压涡轮一起分别构成低压转子和高压转子，如图 3-2 所示。

采用双转子的压气机在发动机上工作时，具有这样的特点：当压气机偏离设计状态时，两个转子能自动调整转速，而使得各级压气机的流量系数 \bar{c}_a 都接近于设计值。因而，各级压气机在非设计工作状态下冲角变化很小，就能达到有效防止喘振的目的。采用双转子和三转子压气机的防喘原理是改变圆周速度 u 。

双转子压气机为什么能在非设计工作状态下自动调整两个压气机的转速使各级压气机都协调工作呢？这可从在非设计工作状态下压气机和涡轮这两个部件的匹配工作特点来进行分析。如前所述，对于一个单转子压气机而言，当换算转速小于设计换算转速时，实验表明，压气机的前面级正冲角增大而后面级负冲角增大，即出现“前喘后涡”现象。由速度三角形的分析可知，正冲角增大导致扭速 Δw_u 增大，而负冲角增大则扭速 Δw_u 减小，故压气机出现“前重后轻”现象，即前面级压气机（低压压气机）所需要的功增加，后面级压气机（高压压气机）所需要的功较小。而此时带动低压压气机的低压涡轮功急剧减小，带动高压压气机的高压涡轮功基本保持不变，于是低压转子出现供小于需的情况，高压转子出现供大于需的情况，结果使得低压转子的转速自动减小，而高压转子的转速自动增大，由速度三角形的分析可知，低压压气机各级的进口气流冲角减小，高压压气机各级的气流冲角增大，这样就消除了“前喘后涡”现象。采用双转子压气机防喘调节的原理如图 3-57 所示。

现代高性能涡轮风扇发动机，压气机的增压比高达 30 以上，其压气机除了采用双转子结构之外，高压压气机还需采用可调导流叶片和静止叶片角度的防喘机构，有的低压压气机

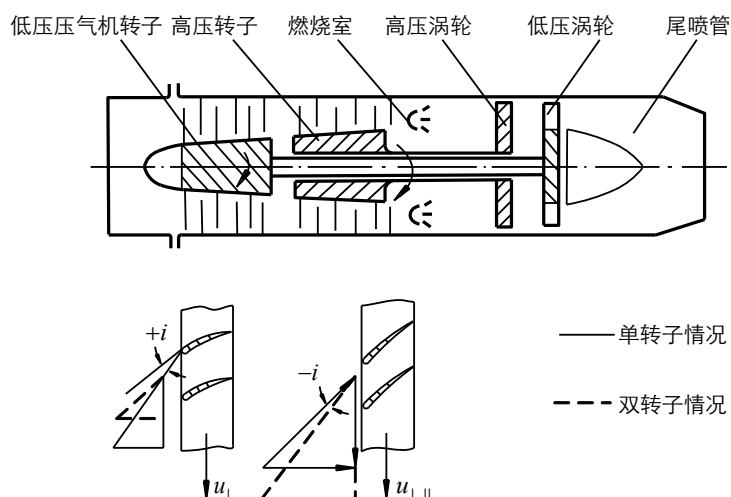


图 3-57 双转子压气机防喘原理示意图

前采用了可变弯度导流叶片。图 3-58 表示的是某低涵道比混合排气加力涡扇发动机压气机导流叶片和静子叶片的调节方案，其低压压气机（风扇）的进口导流叶片为“可变弯度叶片”。最大角度变化范围是 $0^\circ \sim 30^\circ$ ，角度 α_1 根据低压压气机换算转速的变化进行调节。高压压气机进口导流叶片、高压一级静子叶片和高压二级静子叶片为联动式整体调节方式，其中进口导流叶片角度 α_2 变化范围为 $0^\circ \sim 25^\circ$ ，依据高压压气机换算转速的变化进行调节。

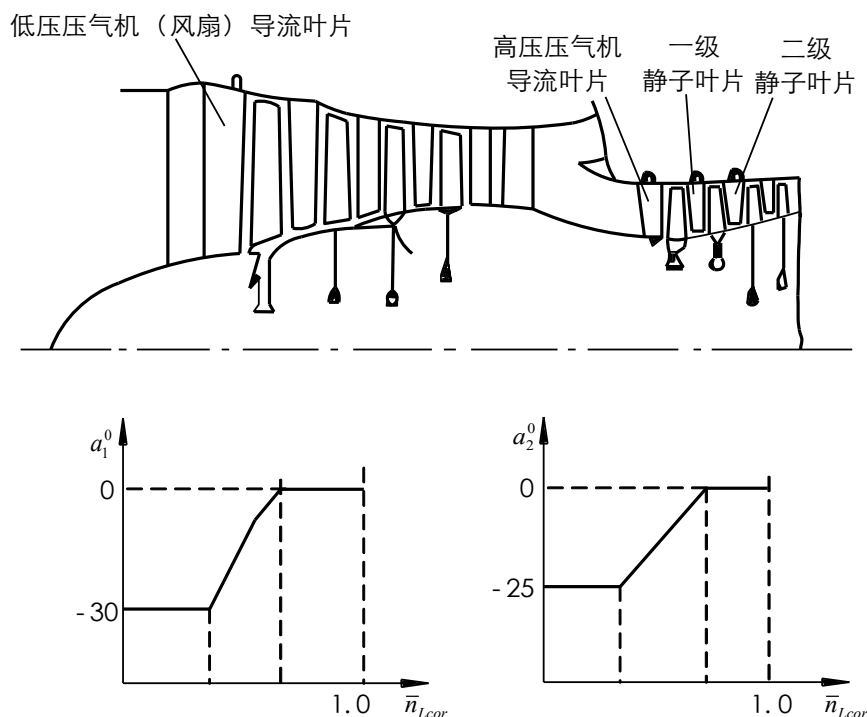


图 3-58 某双转子涡扇发动机调节导流叶片和静子叶片角度的调节方案

需要指出的是，即使是采取了一种或多种防喘调节措施。在实际使用中，压气机仍有可能进入不稳定工作状态。例如：调节机构的设计欠合理。为使结构简单，根据物理转速来进行防喘调节，由前面的分析可知，压气机的非设计状态是换算转速偏离设计状态，因此只根据物理转速进行调节是不全面的；使用、维护不当，引起调节机构失灵或误差过大；使用不当，引起空气流量突然减少；发动机损伤、翻修、使用条件变化范围过大，引起压气机特性发生变化，压气机的 ΔSM_c 减小。因此，按规定正确使用、维护发动机，也是防止压气机不稳定工作的重要措施之一。

3.4.4 压气机的颤振

在风扇和压气机的工作过程中，除了出现旋转失速和喘振之外，还存在另一种和气体动力密切相关的不稳定工作现象，叫做颤振。叶片颤振属于空气弹性力学范畴。近年来，在航空燃气涡轮发动机中，由于颤振疲劳而损坏叶片的故障出现的相当多，国外的一些大型发动机，例如英国的 RB211 和奥林帕斯 593 以及美国的 F100 等机种，都在研制过程中出现过压气机或风扇叶片的颤振故障。我国在发动机研制过程中也多次遇到叶片颤振的故障。因此，颤振已成为新型发动机设计和调试过程中必须解决的重要问题之一。

叶片颤振是一种“自激振动”。叶片振动时，激振力是由于叶片自身的振动运动而形成的。叶片一旦停止振动，则作用在叶片上的非定常气动力—激振力也随之消失。由于激振力是靠叶片自身振动而引起，所以称之为“自激振动”。

叶片颤振作为一种自激振动是由某些叶片的初始微小振动而开始的。当在叶片的一个振动周期之内，气流对叶片作负功（即气流阻尼叶片振动），或者气流对叶片所作的正功小于机械阻尼所消耗的功时，叶片的振动振幅就会逐渐衰减，振动趋于消失，颤振不会发作。当气流对叶片作正功，机械阻尼功又不足以抵消它时，则振动的振幅将逐渐增大，于是颤振发作。

出现颤振时的换算转速范围比较广泛，不仅如此，在不同的换算流量范围也都可能发生颤振。在压气机中可能发生的典型颤振有：①失速颤振。这是一种当气流正冲角较大时，在叶背上出现失速所发生的颤振。②超音非失速颤振。在跨音速压气机中，动叶上相对气流 M_w 数超过 1 时，由于叶片上的激波位置和强度随叶片振动发生的交替变化，而形成周期激振力导致的颤振。③壅塞颤振。当气流负冲角很大时，因叶栅处于壅塞状态而引起的颤振叫壅塞颤振。不论是亚音速级还是超音速级，都有可能发生这种颤振。④ F100 超音颤振。这是在 F100 发动机出现的一种超音速颤振，流入叶栅的气流既不处于失速冲角范围，也不处于大的负冲角壅塞状态。

为了消除或者降低颤振发生的机率，可以采用下列方法：从气动设计上改善颤振边界，使其向左上方移动；控制“共同工作线”远离颤振边界；精心进行叶型和叶身的设计，使叶型剖面的气动合力中心、扭心和重心三者有最合适的相对位置；提高叶片刚性和增加阻尼，采用减振凸台、加大弦长，或者采用阻尼性好的材料均可达到此目的；“错频”法是增加相邻叶片间的相互阻尼的有效方法。此外，防喘调节措施也可借鉴于防颤，例如，压气机机匣处理等。