

对离心压缩机进气预旋的分析

西安交通大学气体动力研究组
西安交通大学透平压缩机专业
上海第一冷冻机厂

在离心式压缩机中,采用改变叶轮前的进口预旋以调节运行工况,这种方法已为许多机器所应用。这种方法的经济性虽不及采用改变转速进行调节的方法优越,但却有其他的优点。比如说,调节进口预旋既能具有较大的稳定工作区(在减小流量时),又不需要把原动机驱动变速,等等。在机器的设计中如何利用进口预旋的优点,这是值得重视且很有前途的研究课题。目前许多机器的设计中已开始应用进口预旋的措施,但公开发表的关于这方面研究成果的文章并不多。究竟改变预旋后级性能如何变化?怎样估计预旋变化之后相应参数的变化?这些问题都有待于深入探讨。

从我们对试验结果的分析来看,不同的叶轮进口预旋对级性能会产生较大的影响。它既可以调整流量范围而改变最佳工作点的位置,又可以改变能量头的高低,同时保证最高效率值变化不大。这样就可以扩大模型级的使用范围和减少模型级的数目,并给制造工艺带来很大方便,大大地缩短设计和制造的周期。尤其在我国的钢铁、石油和石油化工工业迅速发展,对离心压缩机的需要量与日俱增的时候,使用对象要求不一,品种繁多,采用进口预旋这一措施更为必要。我们一定要坚持“独立自主、自力更生”的方针,高速度地设计和制造出高质量的机器。为此,我们必须积极开展模型级的研究,与此同时,也应该对进口预旋做深入的研究。显而易见,把这两方面结合起来,无须改变转速或叶轮的

结构尺寸,就可取得扩大模型级的使用范围和减少模型级数目的成效。

本文从离心压缩机级的设计和试验结果出发,就进口预旋对离心压缩机级特性的影响、改变预旋后对参数变化关系的估计,以及在有进气预旋时能量头的计算中采用斯托陀拉(A. Stodola)公式的适用性等方面的问题做了初步的分析。

1. 试验设备和试验方法

试验台的总布置如图1。原动机为250瓩直流电动机,最高转速为1250转/分,可以无级调速。串接上齿轮增速箱(速比10.7)后最高转数可达13125转/分。轴承箱的一端与齿轮增速箱连接,另一端轴的悬臂上安装叶轮。叶轮前的进口预旋采用径向可调的直叶片来实现,可调叶片共有17片。试验叶轮的外径 D_2 为475毫米,叶片是圆弧形的长短叶片,共有22片。短叶片截去不多,这样既改善进口阻塞的情况,又不致恶化流动

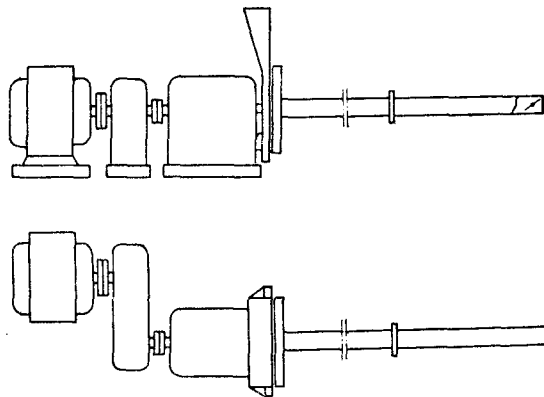


图1 试验台布置图

条件。叶片的进口安装角 β_{1A} 为 25° ，出口安装角 β_{2A} 为 48° ，叶片出口处的相对宽度 $b_2/D_2 = 0.0514$ 。设计时的进口预旋为反旋转方向，与径向成 17° 角，即具有反旋绕。进口相对马赫数 $M_{w1} \approx 0.51$ ，冲角 $i = -1^\circ 56'$ 。气流出叶轮后进入无叶扩压器，扩压器的外径为叶轮外径的 1.7 倍，宽度和叶片出口宽度相等。扩压器后接弯道、回流器，回流叶片的进口角 $\alpha_{sA} = 25^\circ 22'$ 。气流最后由轴向输出到排气管，在排气管道上装有测量流量的孔板和调节流量的阀门。

1) 压力测量 在进口可调导叶后，装有一根二元三孔测针，测针安装在进气室的上半部，可以沿圆周方向在一个半栅距间移动。在叶轮出口 $1.05D_2$ 处，装有两根二元三孔测针，并在同一半径处的两侧壁上，分别打静压测孔测量静压。在级出口，除测量壁面静压外，还布置二元三孔测针和总压测针各一根。压力测量采用对向测试方法。所用测针均在仪表校正风洞中校正过。

2) 温度测量 试验和分析表明，在进口处温度场不够均匀，因此在集气室的流道截面的中心线上，布置了五个 0.1°C 刻度的玻璃水银温度计，取其算术平均值作为进口温度。在叶轮出口的 $1.05D_2$ 处，装有两个热电偶，级出口两侧也布置两个热电偶。热电偶均事先做过静态校正和在仪表校正风洞中进行动态校正。二次仪表用 UJ-26 型电位差计。在流量测量孔板前，装两个带有护套（套管下部开口）、刻度为 0.1°C 的玻璃水银温度计。

3) 流量测量 流量用标准孔板，测量其前后压力。孔板安装在排气管上，孔板前有大于 10 倍管道直径的直管段，孔板后有大于 5 倍管道直径的直管段。在流量测试范围内，管道的雷诺数 Re_d 都超过了临界值。

4) 转速测量 使用光电传感器及 PP6 型数字频率计数器，直接显示压缩机的瞬时转数或平均转数。

5) 其他 在进行试验时，同时测量空气

的大气压、温度和湿度。

试验介质为空气。试验时不同的进口预旋角 γ 为 -26° ， -21° ， -17° ， 0° 和 $+10^\circ$ （均指与径向所成的夹角，“--”指反旋转方向即负预旋，“+”指顺旋转方向即正预旋）。试验转速为 9666 转/分。相应的转速马赫数 $M_{s2} \approx 0.69$ 。

2. 试验结果及其分析

在不同预旋下级性能的试验结果示于图

2. 从试验结果来看，存在如下的一些关系。

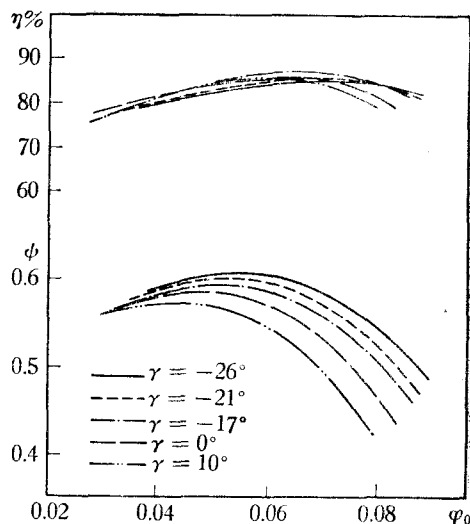


图2 级性能曲线

当由正预旋变到负预旋时，整个流量范围向大流量方向移动。在 $+10^\circ$ 预旋时，流量范围由最大流量的流量系数 $\phi_0 = 0.0804$ 到喘振流量的 $\phi_0 = 0.0283$ ，而在 -26° 时则由最大流量的 $\phi_0 = 0.0878$ 到喘振流量的 $\phi_0 = 0.0381$ 。由 $+10^\circ$ 到 -26° ，流量范围向大流量区移动了约正常工况的 $1/5$ ，这个数量是相当可观的和很有意义的。

由正预旋变到负预旋时，最佳效率点的位置逐渐向大流量方向移动。最佳效率点由 $+10^\circ$ 预旋时的流量系数 $\phi_0 = 0.0633$ 变到 -26° 时的 $\phi_0 = 0.0775$ 。并且效率曲线的平坦程度大体相同，最高效率值变化不大， -17° 预旋时效率最高（这个角度为设计工

况),多变效率达到 81.2%,而其它几种预旋的多变效率在 79.5—80%之间。喘振流量和最佳效率点的流量之比均小于 50%。

由正预旋变到负预旋时,在同一流量上能量头有明显的增加,能量头曲线变得越来越平坦。但是在最佳效率点处的能量头变化并不太大,表 1 列出不同预旋下最佳效率点处的能量头系数,从表 1 可知,不是预旋角负得越大越好,而是到达某一值后作用就不明显,甚至还会有所下降。

表 1

预旋角 γ	+10°	0°	-17°	-21°	-26°
能量头系数 ϕ	0.525	0.538	0.553	0.556	0.555

叶轮的性能曲线示于图 3。横坐标仍是进口流量系数 ϕ_0 ,纵坐标则是用滞止参数表示的多变能量头系数 ϕ_{imp}^* 和多变效率 η_{pol}^* 。从能量观点来看这是合理的。对级性能曲线采用静参数,是因为级的进、出口速度相差不大。比较图 2 的级性能曲线和图 3 的叶轮性能曲线可知,在预旋角 -17° 时两者的最佳

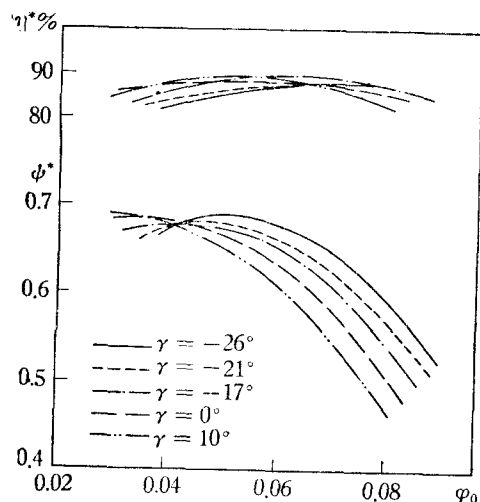


图 3 叶轮性能曲线

点基本相符,而在其他预旋角下两者的最佳点则不一致,预旋角离 -17° 越远,两者偏离就越大些,显然,这是由于偏离了设计工况,

破坏了叶轮和级的固定部件间的匹配所致,但是就其它许多因素对级性能影响的综合结果,对级效率的影响并不大。

试验揭示出不同预旋下的级性能,我们的任务在于找出它们之间的内在联系,这是问题的关键。影响级性能的因素事实上是很多的,单就进口预旋来说,导流装置和叶轮的结构形式和几何尺寸,进入叶轮气流的马赫数 M_{w1} 和雷诺数,以至于象间隙泄漏都会对它有影响。但是,“在复杂的事物的发展过程中,有许多的矛盾存在,其中必有一种是主要的矛盾,由于它的存在和发展,规定或影响着其他矛盾的存在和发展。”对同一个叶轮来说,在许多因素之中要数进口预旋的气流和转动的叶轮之间的关系为主要。而这一对矛盾通常是通过“冲角”表现出来。所谓冲角是指叶片的几何角与气流的相对速度角之差值: $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 。当 $\beta_{1A} > \beta_1$ 时称为正冲角, $\beta_{1A} < \beta_1$ 时称为负冲角,而 $\beta_{1A} = \beta_1$ 时为无冲击进入叶道,这时损失最小。在有冲角时,损失增加是由于它改变了叶轮叶道内部的流动情况,而附面层、分离和二次流,以及作用在叶片上的载荷分布等等流动情况的变化,对效率(损失)、能量头等都有很大的影响。这样的分析就抓住了问题的本质,就能使我们的认识深化一步。可惜的是有关这方面的试验研究和理论分析都还不充分。下面的分析中我们也暂时只能从叶轮和级的特性来分析有关参数的变化关系。

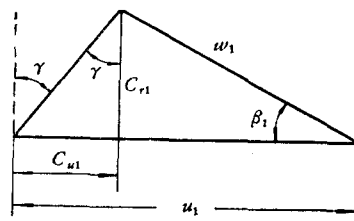


图 4 进口速度三角形

根据进口速度三角形图 4,我们可以得到流量关系

$$Q \propto \varphi_{r1} = \frac{C_{r1}}{u_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma + \cot(\beta_{1A} - i)} \quad (1)$$

和能量头关系

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \frac{C_{r2}}{u_2} \cot \beta_2 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \varphi_{u1} \right] \quad (2)$$

$$\text{式中 } \varphi_{u1} = \frac{C_{u1}}{u_1} = \frac{1}{1 + \cot \gamma \cot(\beta_{1A} - i)} \quad \text{从}$$

式(2)可明显看出,预旋角的正负和大小直接与能量头的增减密切相关,同时还可看出反映预旋与能量头关系敏感程度的一些有关因素,比如 D_1/D_2 越大、 β_{1A} 增大、 β_2 增大以及流量加大等等,都可以使预旋的反应更为敏感。

下面分别对流量、最佳效率点、能量头和效率的变化加以分析。

流量的变化 试验表明,从正预旋变到负预旋时,整个流量范围向大流量方面移动。这从式(1)可作分析说明:在正预旋时, $\operatorname{tg} \gamma$ 值为正, γ 角越大,则 φ_{r1} 越小,流量 Q 也就越小, γ 角越小则 φ_{r1} 越大,流量也就越大;由正预旋变到负预旋时, $\operatorname{tg}(-\gamma)$ 值为负, $|\gamma|$ 角越大,则 φ_{r1} 越大,流量 Q 也就越大。

这个问题还可以从流量曲线的两端点——喘振流量和堵塞流量作分析判断。喘振是由于气流脱离叶片表面,形成旋涡并扩大到整个叶道所致。当流量小于设计流量时,在叶轮进口出现正冲角的气流“冲”到叶片的压力面上,而在负压面上形成附面层的脱离,随着流量的减小,正冲角进一步增大,脱离区也迅速扩大,到某一流量的分离充塞到整个叶道,于是就发生“喘振”。有的文献介绍:“由试验证实,在所有不同的预旋角下发生喘振的冲角均为 $+16^\circ$ 。”¹⁾从上述分析来看,喘振发生在正冲角情况下,而且要达到某一数值时才发生,这是十分正确的,但它是否一定是 $+16^\circ$,那就不能一概而论了,因为这和流道的几何形状、来流气流的情况等许多因素有关。就我们试验级的情况来看,在不同预

旋下喘振都发生在冲角为 $+10^\circ$ 左右。

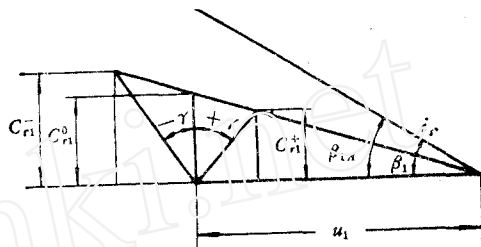


图5 进口速度三角形

从分析进口速度三角形着手,依据在不同预旋下发生喘振时进口冲角相等的原则,就可以初估出不同预旋下的喘振流量。图5为供分析喘振用的进口速度三角形。设在设计工况下 $\beta_{1A} \approx \beta_1$, $i \approx 0$, 这时的设计流量为 Q_d , 根据式(1)就有

$$Q_d \propto (\varphi_{r1})_d = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma + \cot \beta_{1A}} \quad (3)$$

到某一冲角 i_s 时发生喘振,相应的流量为 Q_s , 则

$$Q_s \propto (\varphi_{r1})_s = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma + \cot(\beta_{1A} - i_s)} \quad (4)$$

于是喘振流量和设计流量之间存在下列关系:

$$Q_s = \frac{\operatorname{tg} \gamma + \cot \beta_{1A}}{\operatorname{tg} \gamma + \cot(\beta_{1A} - i_s)} Q_d \quad (5)$$

如果 $\gamma = 0$ (即无预旋时), 则这时的喘振流量 Q_s^0 为

$$Q_s^0 = \frac{\operatorname{tg}(\beta_{1A} - i_s)}{\operatorname{tg} \beta_{1A}} Q_d \quad (5')$$

我们还可进一步推导出有预旋时和无预旋时的喘振流量间的关系,由式(4),无预旋时

$$Q_s^0 \propto (\varphi_{r1})_s^0 = \frac{1}{\cot(\beta_{1A} - i_s)} \quad (4')$$

式(4)和(4')相比,经整理后可得

$$Q_s^{\pm} = Q_s^0 \left[\frac{1}{1 \pm (\varphi_{r1})_s^0 \operatorname{tg} \gamma} \right] \quad (6)$$

由式(6)得出

$$Q_s^+ < Q_s^0 < Q_s^-$$

1) Erio Benvenuti, 低流量系数离心式压缩机组的研究, 化工与通用机械, 2 (1973)。

这就表示,从正预旋变到负预旋,喘振流量逐渐加大,即性能曲线向大流量方面移动。

我们的试验结果和上述计算值列在表2. 可以看出,在只考虑冲角这个因素的情况下,计算结果和试验结果的符合程度还是令人满意的。

表 2

预旋角 γ	Q_s 的测量值 (米 ³ /秒)	Q_s 的计算值 (米 ³ /秒)	$\frac{Q_{s\text{计}} - Q_{s\text{测}}}{Q_{s\text{测}}}$ %
+10°	1.21	1.175	2.89
0°	1.243	1.243	0
-17°	1.295	1.350	4.25
-21°	1.337	1.372	2.62
-26°	1.389	1.422	2.32

至于最大流量,由于我们设备的限制,没有能做到“堵塞”工况. 即使这样,也可从图2看出它的趋势。

最佳效率点的变化 试验得出,在改变进口预旋角的情况下,由正预旋到负预旋时最佳效率点的位置向大流量方向移动。这从进口速度三角形来看也是不难理解的。在设计工况下,这时叶轮前的进口气流角是和叶片进口安装角相配合的,所以进口冲击损失最小,因而效率最高。如果改变进口预旋,但仍旧希望达到高效率值,那就应该保持进口的相对速度方向和设计工况时相同,这就是说在不同预旋下最高效率点的冲角都大致相等。这从我们的试验结果得到了证实。在几种不同预旋下最佳效率点的冲角都在 $-1^\circ 30'$ 左右,而原设计时的冲角取值为 $-1^\circ 56'$ 。试验结果示于图6。

最佳效率点的位置可按上述原则进行估算。按我们的试验结果,这种估算是以叶轮的性能曲线为依据的。因为如前所述,级性能曲线和叶轮性能曲线并不重合,最佳效率点不一致,而对同一个叶轮来说其效率主要是由冲角来决定,可是级效率还涉及到固定部件中的损失,在不同预旋下最佳效率点时的出口速度三角形并不相似,所以若是以级性能曲线为依据就得不出结论来。

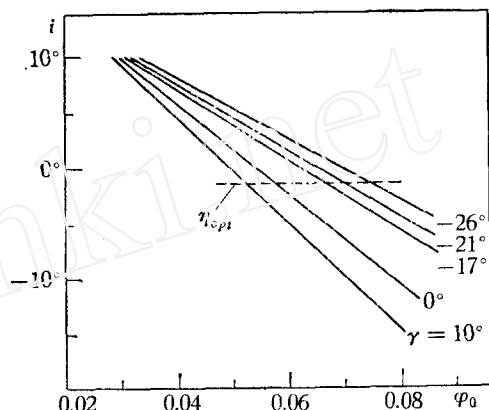


图 6 冲角

估算的方法是按不同预旋下最佳效率点冲角不变的原则,这时有如图7所示的速度三角形。由式(1),当 $i \approx 0$ 时,无预旋时的

$$\varphi_{r1}^0 = \lg \beta_{1A}$$

有预旋时的

$$\varphi_{r1}^{\pm} = \frac{1}{\lg \gamma + \cot \beta_{1A}}$$

于是有

$$Q^{\pm} = \frac{\varphi_{r1}^{\pm}}{\varphi_{r1}^0} Q^0 = Q^0 \left(\frac{1}{1 + \varphi_{r1}^0 \lg \gamma} \right) \quad (7)$$

由式(7)可看出从正预旋变到负预旋时最佳效率点向大流量方面移动的情况。

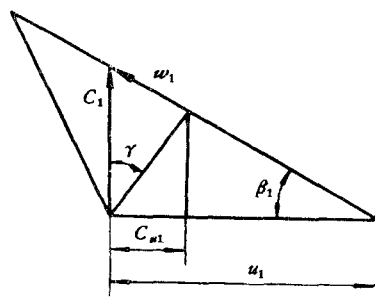


图 7 进口速度三角形

表3指出计算值和试验结果是十分符合的。从表中还可看出,进口预旋角改变了 36° ,流量范围扩大了30%左右,这给设计带来很大的选择余地。

能量头的变化 试验表明,改变进口预旋之后对级的有效能量头影响颇为显著。在

表 3

预旋角 γ	最佳效率点的计算值 (以 φ_{r1} 表示)	最佳效率点的试验值 (以 φ_{r1} 表示)
-26°	0.6683	0.668
-21°	0.617	0.620
-17°	0.596	0.594
0°	0.504	0.504
$+10^\circ$	0.463	0.455

设计流量下,正预旋时能量头减小,负预旋时能量头增加,但有一定的限度,当负预旋增加到某一定程度后,因损失增加而能量头也就不再增大了,并且随着正预旋变到负预旋时能量头曲线也变得平坦起来。

前面式(2)已揭示出理论能量头同预旋及冲角的关系,我们着重讨论一下式(2)的最后一项中的

$$\varphi_{u1} = \frac{C_{u1}}{u_1} = \frac{1}{1 + \cot \gamma \cot (\beta_{1A} - i)}$$

当无预旋时 $\gamma = 0$, 这时 $\varphi_{u1} = 0$; γ 为正时则 φ_{u1} 增加, 能量头下降; γ 为负时 $|\varphi_{u1}|$ 增加, 所以能量头增加。因此在正预旋变到负预旋的过程中, 理论能量头是逐步增加的。

实际上, 假设在设计时是无预旋的情况, 则在设计流量下加入预旋后, 就将在叶片进口出现冲角。如图 8 所示, 正预旋时出现负冲角, 反之负预旋时出现正冲角。不论是正冲角或是负冲角, 都将引起叶片表面的载荷变化, 同时带来能量损失, 它表现为压力能的损失。而正冲角比负冲角的影响更加显著。这一方面使正预旋时能量头下降得更快, 一方

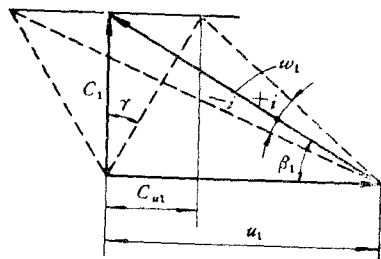


图 8 进口速度三角形

面造成随负预旋的增加, 能量头的增加越来越缓慢, 以至于到达某一数值之后就不再继

续增加, 于是级的有效能量头曲线在由正预旋变到负预旋时就由陡峻而逐渐变得平坦。

可是有实用意义的是在有预旋时如何设计计算能量头, 即在有预旋时最佳效率点处的能量头如何确定。很自然地会联想到, 是否可仍然沿用斯托陀拉公式计算出 φ_{u2} , 然后再考虑进口预旋的作用来确定能量头, 即

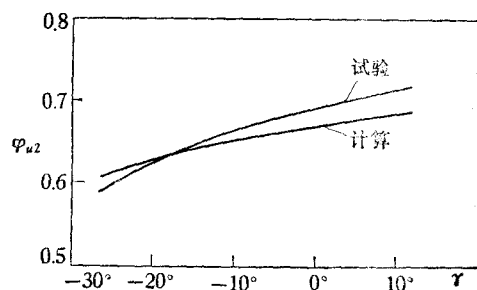
$$\varphi_{u2} = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2A}}{Z_2} - \frac{C_{r2}}{u_2} \cot \beta_{2A} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} h_{pot} &= \eta_h \left(\varphi_{u2} \frac{u_2^2}{g} - \frac{1}{g} u_1 C_{u1} \right) \\ &= \eta_h \frac{u_2^2}{g} \left[\varphi_{u2} - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \varphi_{u1} \right] \quad (9) \end{aligned}$$

$$\varphi_{pot} = \frac{h_{pot}}{u_2^2/g} = \eta_h \left[\varphi_{u2} - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \varphi_{u1} \right] \quad (10)$$

式中 η_h 为水力效率。

在这次试验级的设计中就援用了这种设想。试验证实按这种想法达到了预期的结果。图 9 中画出在最佳效率点处试验得到的 φ_{u2} 值和按斯托陀拉公式计算结果的比较。由图可知两者偏差并不太大, 尤其在设计工况点 -17° 预旋时, 基本上是一致的, 在其他预旋角下使用这个公式误差也不超过 5%; 偏离原设计工况近时误差就小些, 偏离远些时误差也就大些。图 10 中画出在不同预旋角下 φ_{u2} 对 φ_{r2} 的关系曲线。当 $\varphi_{r2} =$ 定值时, 预旋角在 -26° 到 $+10^\circ$ 范围内的 φ_{u2} 的变化是相当大的。变化的数值相当于 φ_{u2} 的 20% 左右, 偏离按斯托陀拉公式计算的数值约 10% 左右, 而这个数值又相当于进口预旋那部分能量的 1/3 左右。但如果预旋角变化范围不

图 9 $\varphi_{u2}-\gamma$ 曲线

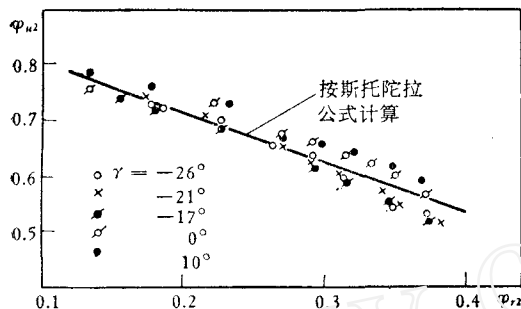


图 10 $\varphi_{u2}-\varphi_{r2}$ 曲线

太大,比如说在 -17° 到 -26° 或 0° 到 $+10^\circ$,则它们数值还是接近的.预旋角变化大而两者偏差大,从分析角度来看,可能是由于下面一些因素的影响.其一,在同一流量的不同预旋时进口冲角必然发生改变,导致叶道内部流动发生变化,出口气流的结构不会发生改变;其二,从平面叶栅来看(将它作为类比),出口气流方向是由相邻叶片形成的槽道的导向能力所决定,叶栅的几何参数就将是主要的因素.而在一定几何参数的二元叶栅中,气流偏离叶片出口安装角随冲角的变化,主要是和来流方向变化所引起的叶栅导向能力的变化以及尾迹损失有关.在一般稠度的情况下,这种偏离随冲角的增大而增大,这也表明进口冲角对出口气流结构不是没有影响的,其次,斯托陀拉公式本身是一个半经验公式,有其适用范围,一般讲来它是在设计工况下使用的,这时进口气流角和叶片进口安装角基本上是一致的.斯托陀拉公式本身只计及轴向涡并未计及进口预旋的影响,进口预旋中 C_{u1} 的存在是否会对出口流动有影响也是一个值得考虑的因素.所有这些关系均有待于以后进一步试验和分析讨论.

效率的变化 影响级效率的因素很多,譬如说,叶轮的结构和几何尺寸,固定部件的结构和几何尺寸,以及这两者的协调,冲角,马赫数,雷诺数和紊流度等等.但对于相同的叶轮和固定部件所组成的级来说,进口冲角和来流的马赫数 M_{u1} 就是主要的影响因

素了.它们直接关系到叶轮流道内的流动和固定部件内的流动,影响着附面层、分离和二次流等等,改变着损失的情况.在不同预旋角下,级的最佳工况点的效率由于偏离了叶轮的最佳效率,这时冲角就有些变化,这对叶轮效率是不利的;而从负预旋变到正预旋时, M_{u1} 逐渐减小(图 11), 减速比 w_1/w_2 也逐渐减小(图 12), 这些变化则对效率起有利的影响.但从叶轮效率的试验结果来看,这些变化的影响都是不大的.我们没对固定部件中的流动做专门的测量,因此无法对固定部件中的损失变化作出确切估计和分析.但是定性地讲,从负预旋变到正预旋时 α_2 逐渐减小,扩压器损失增加,对效率是不利的;回流叶片进口冲角在 -17° 预旋时最佳,而偏离了它,则对效率都是不利的.从级的特性来看,这些综合因素所起影响的结果,使得在不同预旋下,级的最佳效率值相差不大.正因为如此,我们才有可能利用不同预旋来改变设计工况.

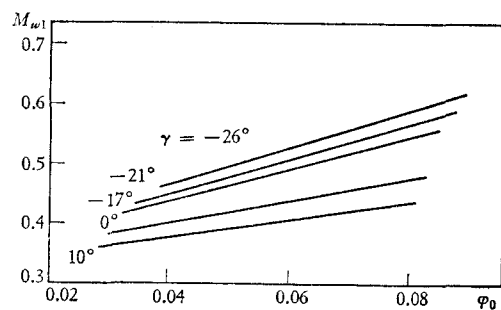


图 11 $M_{u1}-\varphi_0$ 曲线

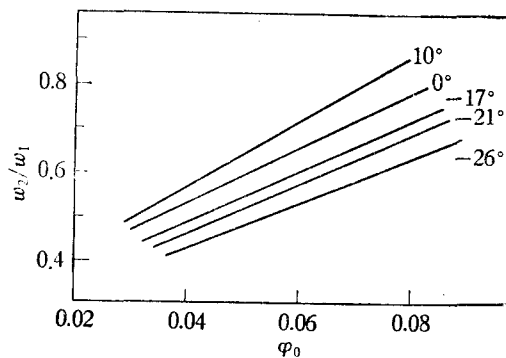


图 12 $w_2/w_1-\varphi_0$ 曲线

3. 应用举例

为了说明预旋在离心压缩机设计中的应用及其优点,现举例如下。

1) 设计的例子。一种方法是根据试验级的试验结果进行,采用了预旋措施;另一种方法是按通常采用的效率法进行,没有采用预旋。

设给定下列参数,要求设计一台机器:

进口压力 $p_i = 1.5$ 公斤/厘米²

进口温度 $t_i = 36^\circ\text{C}$

出口压力 $p_{out} = 2$ 公斤/厘米²

转 数 $n = 9800$ 转/分

级 数 2

I. 用试验级的数据采用同一个叶轮,而进口采用不同的预旋,其结果是:

第一级采用进口预旋为 -26° ,这时级效率 $\eta_{pol} = 79.70\%$,压比 $\varepsilon = 1.404$;第二级采用径向进气,这时 $\eta_{pol} = 78.8\%$, $\varepsilon = 1.427$,这两级组合起来便达到预期的设计要求。

II. 若按级效率法采用径向进气,级效率取 $\eta_{pol} = 80\%$,叶轮外径也都取成和试验叶轮一样 $\phi 475$ 毫米, $\beta_{2A} = 48^\circ$,其结果压比为1.915,未能满足设计要求。

从两者比较看来,采用了预旋措施,两级的叶轮形式和几何尺寸完全一样,固定部件尺寸也完全一样,只须在第一级进口装一导流叶片(如果是中间级的话,只要把上一级回流叶片形状改变,使其出口角为预期要求的下一级进口预旋角)即可。而不采用预旋时,两个叶轮外径是一样的,但内部几何尺寸全变了,并且达不到预期要求。前者给工艺制造也带来很大方便。由此可从一个侧面看出采用预旋的优越性。现将两者计算的主要结果列在表4。

2) 在不同预旋角下最佳效率点的流量和压比列在表5。从表中可知,我们可利用来调整流量和压比,尤其是流量由2.7到3.3米³/秒,扩大了30%左右,这个调整幅度是比较大的,扩大了模型级的使用范围。

表 4

项 目	采用预旋		未采用预旋	
	I	II	I	II
多变效率(%)	79.7	78.8	80	80
压 比	1.404	1.427	1.383	1.387
级出口压力(公斤/厘米 ²)	1.401	2	1.380	1.915
叶轮外径 D_2 (毫米)	475	475	475	475
叶片出口宽度 b_2 (毫米)	24.4	24.4	28.3	23
相对宽度 b_2/D_2	0.0514	0.0514	0.0596	0.0485
叶片出口角 β_2 (度)	48°	48°	48°	48°
叶片进口安装角 β_1 (度)	25°	25°	37°	34°
冲角 i (度)	$-1^\circ 30'$	$-1^\circ 30'$	$-12'$	$-8'$
预旋角 γ (度)	-26°	0°	0°	0°
叶片数 Z_2/Z_1	22/11	22/11	22/11	22/11

表 5

γ (度)	+10°	0°	-17°	-21°	-26°
Q_v (米 ³ /秒)	2.7	2.9	2.99	3.1	3.3
ε	1.389	1.397	1.407	1.415	1.411

3) 如果流量一定,那么还可借助预旋来调整压比以满足设计要求,这时效率虽有所变动,但对整机中的一级来讲影响不会太大。表6中列出在流量 $Q_v = 2.9$ 米³/秒时,不同压比和效率。

表 6

γ (度)	+10°	0°	-17°	-21°	-26°
ε	1.370	1.397	1.413	1.426	1.434
$\eta_{pol} \%$	78.8	79.8	81	80	79

4. 结语

本文从试验结果出发,分析了进口预旋对级性能的影响。强调指出冲角的作用,由此导出估算性能参数的关系式,并且和试验结果作了比较,符合的程度是令人满意的。对有预旋时级设计中能量头的计算方法作了讨论,认为在不同预旋下最佳效率点处仍然可用斯托陀拉公式,再加上进口预旋的作用,其误差在可容许的范围内。最后通过举例说明利用进口预旋的优越性。这样,就可扩大模型级的使用范围,减少模型级的数目。我们

体会这项工作也是模型级研究中的一项重要内容。

1975年风机专业九名应届工农兵学员参加了这次试验研究,做了大量的工作,对坚持开门办学,实行教学、生产、科研三结合和工人、工农兵学员、教师三结合,提供了很好的经验。

附录 术语和公式

b_2 ——叶轮出口处的叶片宽度,毫米

C ——绝对速度,米/秒

D_2 ——叶轮外径,毫米

h_e ——级有效能量头,公斤·米

$$h_e = \frac{m}{m-1} R(T_c - T_f)$$

h_e^* ——叶轮有效滞止能量头,公斤·米

$$h_e^* = \frac{m}{m-1} R(T_c^* - T_f^*)$$

h_{tot} ——级总能量头,公斤·米

$$h_{tot} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R(T_c^* - T_f^*)$$

i ——冲角,度, $i = \beta_{1A} - \beta_1$

κ ——气体绝热指数

m ——气体多变指数

p ——压力,公斤/厘米²

T ——绝对温度,°K

Q ——容积流量,米³/秒

u ——圆周速度,米/秒

w ——相对速度,米/秒

β ——相对流动角,度

γ ——叶轮进口处预旋角,度

η_h ——水力效率(流动效率)

η_{pol} ——级多变效率

$$\eta_{pol} = \frac{\lg p_c/p_f}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \lg \frac{T_c}{T_f}}$$

$\eta_{pol}^*(imp)$ ——叶轮多变滞止效率

$$\eta_{pol}^*(imp) = \frac{\lg p_c^*/p_f^*}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \lg \frac{T_c^*}{T_f^*}}$$

φ_0 ——流量系数

$$\varphi_0 = \frac{4Q_0}{\pi D_2^2 u_2}$$

φ_{r1} —— $\frac{C_{r1}}{u_1}$,无量纲流量系数

φ_{r2} —— $\frac{C_{r2}}{u_2}$,无量纲流量系数

φ_{u1} ——进口周速系数

$$\varphi_{u1} = \frac{C_{u1}}{u_1}$$

φ_{u2} ——周速系数

$$\varphi_{u2} = \frac{C_{u2}}{u_2} = \frac{h_{tot}}{(1 + \beta_1 + \beta_{d1})} \pm \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \frac{C_{u1}}{u_1}$$

ψ ——级能量头系数

$$\psi = h_e \frac{u_2^2}{g}$$

ψ_{imp}^* ——叶轮能量头系数(以滞止参数计算)

$$\psi_{imp}^* = h_e^* \frac{u_2^2}{g}$$

上标

0——无预旋

——正预旋

——负预旋

*——滞止参数

下注脚

0——进口截面

1——叶轮叶片进口

2——叶轮出口

c——级出口

r——径向分量

u——圆周方向分量

(上接第 87 页) 可轻易相信的印象。当然随着焊接工艺技术的发展,对焊接结构的认识也逐渐改变,但对焊接结构的要求仍旧很严格。应用断裂力学理论就打破了“焊接结构不允许存在裂纹”的传统旧观念,这也是焊接技术上的一次大进步。

3. 由于应用断裂力学理论来解决生产实际问题,特别对焊接气瓶,可以根据试验结果和产品的要求,既减少不必要的报废,又保证气瓶的安全使用,可以材尽其用,降低成本,加快了气瓶生产的发展,是符合多快好省的原则的。