

离心压气机的堵塞与喘振

力学所 五室 离心压气机组 执笔人：汪庆魁

1976年2月

摘 要

本文在离心压气机试验工作基础上对堵塞与喘振现象进行了分析，介绍了计算叶片扩压器与叶轮堵塞流量的方法以及设计中导风轮进口喉部面积与叶片扩压器喉部面积应保持的正确比例。计算结果与试验数据进行比较获得了较好的一致性。本文还介绍了叶片扩压器与叶轮流道静压分布的测量结果，并结合试验现象运用边界层概念对离心压气机喘振问题进行了分析。

目 录

符号表

(一) 离心压气机的堵塞

- 1 叶片扩压器的堵塞计算
- 2 导风轮进口的堵塞计算
- 3 叶轮进口喉部面积与叶片扩压器喉部面积的正确比例
- 4 用准三元子午面程序计算叶轮堵塞流量的介绍

(二) 离心压气机的喘振分析

(三) 结论

参考文献

符 号 表

a	声速	ρ	气流密度
c	弦长	γ	比重
C _f	表面摩擦系数	δ^*	边界层面积系数

C	堵塞系数	φ	流动损失系数
D	直径	μ	功率系数
F	几何面积	β	导风轮叶片与轴向夹角
F'	有效通流面积	α	导风轮进口内外壁倾角, 轮盘摩擦系数
G	流量	η	叶轮效率
g	重力加速度	θ	动量厚度
H	绝对滞止焓; 型参数		
h	静焓		
I	相对滞止焓		
l	叶片或壁面长度		
N	叶片数		
p	压强		
R	半径		
T	叶片切向厚度		
U	圆周速度		
V	绝对气流速度		
W	相对气流速度		
V_θ	绝对速度切向分量		

下标

d	扩压器
i	导风轮
m	当地位置最大值
t	喉部
e	微元流管
s	堵塞工况, 导风轮顶部, 叶片吸力面
p	叶片压力面
h	导风轮根部
w	扩压器侧壁表面
rms	均方根半径
min	最小值
1	导风轮进口前
2	叶轮出口
8	扩压器进口

上标

—	平均值
•	滞止参数

(一) 离心压气机的堵塞计算

在离心压气机的工作特性曲线上，对应每一条等转速线都有一个确定的最大流量，称为该转速时的压气机堵塞流量。在这个流量下，在压气机内部流道中的某个通流截面处密流达到了当地的最大值，即临界值。这个截面称为堵塞截面。当压气机后的管网阻力继续减小时，这个截面就阻止了压气机流量的继续增加。

在设计中应该正确控制导风轮进口与叶片扩压器喉部面积的比例，使各转速下堵塞截面都出现在叶片扩压器喉部附近；避免导风轮进口出现堵塞现象，从而使压气机效率较高，特性线较平坦。如果导风轮进口设计时处理不当，有可能在导风轮进口先出现堵塞，这时整个压气机特性线会发生畸变。造成效率很低、特性线很陡、堵塞流量随转速提高不能成正比地增加等现象，使压气机无法正常运行。图1表示了导风轮堵塞对压气机性能的影响。1(a)是导风轮进口边过厚，叶轮处于严重堵塞时的特性。1(b)是将导风轮进口边修薄后的特性，此时导风轮通流能力有所提高，但仍未完全脱离堵塞工况。1(c)是将导风轮进口改为长短叶后的特性。压气机总效率由原58%提高到76%，特性线变平坦。这是由于导风轮进口通流能力显著增加后，完全脱离了堵塞；叶轮效率提高的结果。由此看出导风轮进口堵塞对整个压气机性能的巨大影响。为了在设计中正确控制导风轮与叶片扩压机喉部面积的比例，下面介绍叶片扩压器与导风轮堵塞流量的计算方法。由于离心压气机中实际流动是三元的，各截面的气流参数都是不均匀的，堵塞条件应以截面的平均密流达当地的极值表示。

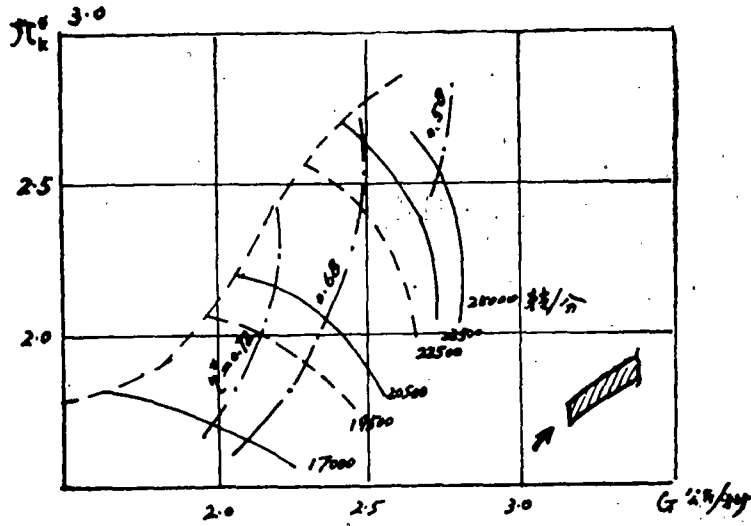


图1(a)

$$\text{对叶片扩压器: } (\bar{q}V)_d = \frac{\int_V qV dF_d}{F_d} = (\bar{q}V)_{d_m}$$

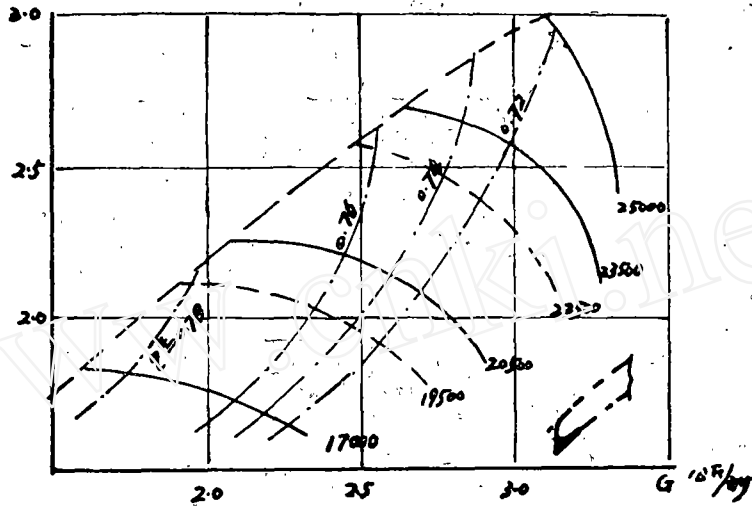


图 1 (b)

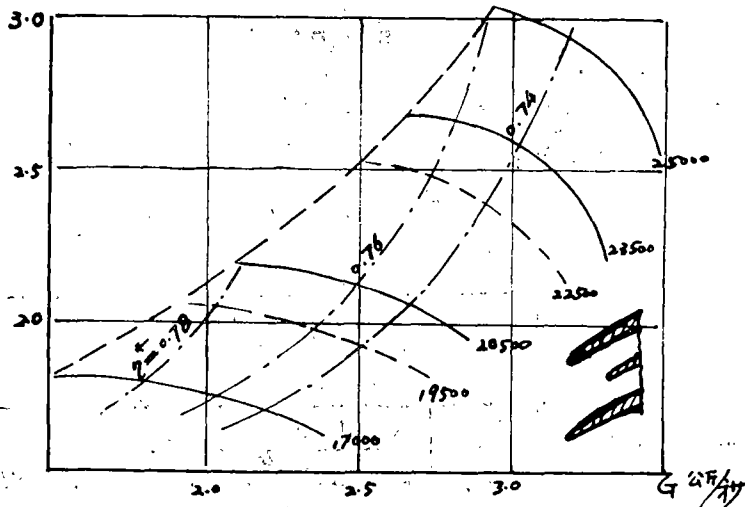


图 1 (c)

$$\text{对导风轮: } (\overline{qW})_1 = \frac{\int_r qW dF_1}{F_1} = (\overline{qW})_{1m}$$

此外, 在堵塞工况时, 堵塞截面处的边界层位移厚度有显著增长。它使有效通流截面减小, 并伴随总压损失的增加。因此, 精确地计算堵塞流量, 必须进行三元流动和边界层的计算。这是相当困难的。为了工程上的需要, 本文使用一元均匀流的假定, 用合

理选择一平均流管位置及试验归纳出的堵塞系数 C_r ，来近似考虑三元及粘性边界层的效应。对用准三元气动计算程序来计算堵塞流量的结果，也予以简单的介绍。

1. 叶片扩压器的堵塞

$$\frac{G}{F'_{td}} = \rho_0 g V_t = \frac{p_t V_t}{RT_t} = \frac{p_t V_t}{\sqrt{\kappa RT_t}} \frac{\sqrt{\kappa}}{R} \sqrt{\frac{T_t^*}{T_t}} \frac{1}{\sqrt{T_t^*}} = \frac{\sqrt{\kappa}}{\sqrt{R}} \frac{p_t}{\sqrt{T_t^*}} M_t \sqrt{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_t^2}$$

$$\therefore \frac{p_t^*}{p} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_t^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\therefore \frac{G}{F'_{td}} = \frac{\sqrt{\kappa} \frac{p_t^*}{\sqrt{T_t^*}} M_t}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_t^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}$$

$$\text{令 } \frac{d(G/F'_{td})}{dM} = 0 \quad \text{则 } M_t = 1$$

$$\frac{G_{td}}{F'_{td}} = \frac{p_t^*}{\sqrt{T_t^*}} \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} = 0.578 a_3^* \gamma_3^*$$

$$\text{令 } F'_{td} = F_{td} (1 - \delta^*)$$

$$\gamma_3^* = \varphi \gamma_3^* \quad (\text{或 } p_t^* = \psi p_3^*)$$

$$C_{r,d} = (1 - \delta^*) \varphi$$

$$\text{又因 } T_3^* = T_t^* \quad a_3^* = a_t^*$$

$$\text{得到 } G_{td} = 0.578 C_{r,d} a_3^* \gamma_3^* F_{td} \quad (1)$$

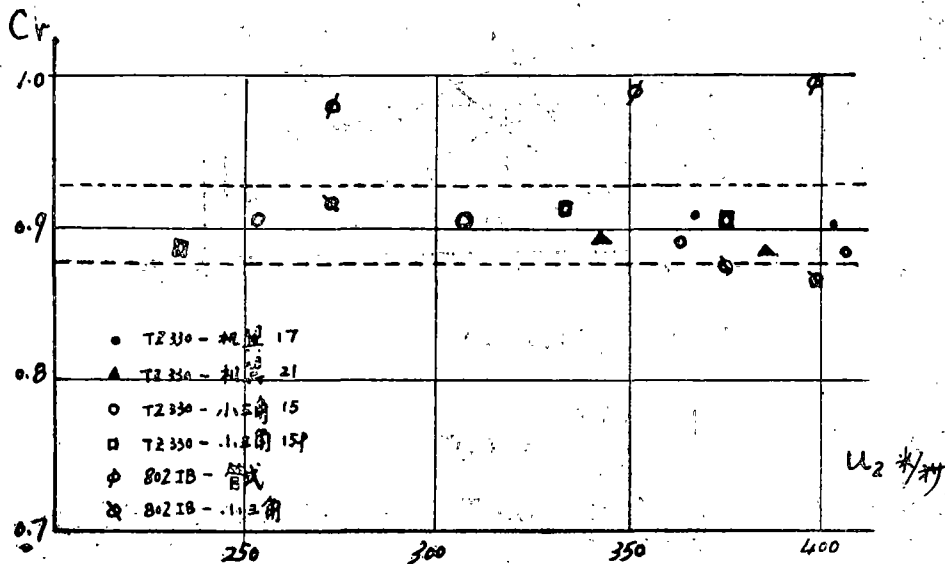


图 2

式(1)是用叶片扩压器进口圆处的滞止参数表示的堵塞流量公式。其中 a_3^* 、 γ_3^* 应取堵塞工况时的值。 δ^* 表示喉部边界层位移厚度造成的有效通流面积的减小， φ 表示了从进口圆到喉部流动损失使滞止密度降低，将 δ^* 、 φ 综合成总的堵塞系数 C ，便于直接从试验数据归纳出 C 的变化范围，应用于设计。图2是几种叶轮与各型号叶片扩压器（不同的叶型、叶片数、喉口面积）配合时由实测的堵塞流量及扩压器进口参数整理出的 C 值。可以看出除管式扩压器外，其它型号扩压器的 C 值均在0.875—0.925的范围，而且与圆周速度无明显的关系。管式扩压器的 C 值很高，接近于1。是由于其进口处有特殊形式的假无叶段对气流起了引导作用，从而减弱了边界层的生长和总压损失（ δ^* 减小， φ 提高）的缘故。设计中可根据式(1)计算扩压器的喉部面积 F_1 ，由于正常匹配下扩压器堵塞时叶轮效率变化不大，又 α_3^* 主要取决于转速和功率系数 μ ，故(1)式中的 γ_3^* 、 α_3^* 在一固定转速下均可用设计工况值近似。 C 按图2范围选取。从(1)式可看出在各确定的转速下扩压器堵塞流量与喉部面积近似为线性关系。只要用任何方式（如减小叶片数，改变进口几何角或叶型弯度，改变轴向宽度）增大喉部面积，扩压器堵塞流量都能成比例地加大。但到一定程度，叶轮本身接近堵塞，效率降低从而 γ_3^* 降低，扩压器的堵塞流量也不再与喉部面积成比例地增大。^{〔12〕}

2. 导风轮进口的堵塞计算

在旋转通道中的堵塞应考虑相对流动，导风轮中考虑一个假想的平均环形微元流管，认为它的堵塞工况代表了整个导风轮的堵塞。

沿流管的能量方程

$$I = H - V_\theta U = h + \frac{V^2}{2g} - \frac{V \cdot U}{g} = \text{常数}$$

$$\text{其中 } V^2 = W^2 - U^2 + 2UV_\theta$$

$$I = h + \frac{W^2}{2g} - \frac{U^2}{2g} = \text{常数}$$

$$W = \sqrt{2gI - 2gC_p T + U^2}$$

流管在导风轮喉部的密流为：

$$\gamma \cdot W = \gamma_1^* \left(\frac{T_0}{T_1^*} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{2gI - 2gC_p T + U^2}$$

$$\text{堵塞条件: } \frac{\partial (\gamma \cdot W)}{\partial T} = 0$$

$$\begin{aligned} \text{则 } \gamma_1^* \left(\frac{T_0}{T_1^*} \right)^{\frac{2-\kappa}{\kappa-1}} \left(\frac{1}{\kappa-1} \right) \left(\frac{1}{T_1^*} \right) \sqrt{2gI - 2gC_p T + U^2} \\ - \gamma_1^* \left(\frac{T_0}{T_1^*} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \left(\frac{C_p}{\sqrt{2gI - 2gC_p T + U^2}} \right) = 0 \end{aligned}$$

$$T_1^* = \frac{2gI + U^2}{(\kappa+1) g C_p}$$

$$W_c = \sqrt{2gI - 2gC_p \left[\frac{2gI + U_c^2}{(\kappa + 1) g C_p} \right] + U_c^2} = \sqrt{\frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} (2gI + U_c^2)}$$

$$a_c = \sqrt{\kappa g R T_c} = \sqrt{\frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} (2gI + U_c^2)}$$

$$M_c = \frac{W_c}{a_c} = 1$$

$M_c = 1$ 说明了叶轮堵塞工况时相对马氏数等于 1。

将 T_c , W_c 值代入 $(\gamma \cdot W_c)$ 式中即可得临界密流值:

$$\begin{aligned} (\gamma \cdot W_c)_{cs} &= \gamma_1 \cdot \left(\frac{2gI + U_c^2}{(\kappa + 1) g C_p T_1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{2gI - 2gC_p \left[\frac{2gI + U_c^2}{(\kappa + 1) g C_p} \right] + U_c^2} \\ &= \gamma_1 \cdot \left(\frac{1}{a_1^2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \left[\frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} (2gI + U_c^2) \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} \left[\frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} (2gI + U_c^2) \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

对进口无预旋时 $V_\theta = 0$, $I_1 = H_1 = C_p T_1$

$$= \gamma_1 \cdot a_1 \cdot \left(\frac{1}{a_1^2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \left[\frac{(\kappa - 1)}{(\kappa + 1)} (2gC_p T_1 + U_c^2) \right]^{\frac{(\kappa + 1)}{2(\kappa - 1)}}$$

$$= \gamma_1 \cdot a_1 \cdot \left[\frac{2 + (\kappa - 1) \left(\frac{U_c}{a_1} \right)^2}{(\kappa + 1)} \right]^{\frac{(\kappa + 1)}{2(\kappa - 1)}}$$

$$= \gamma_1 \cdot a_1 \cdot \left[\frac{2 + (\kappa - 1) \left(\frac{U_c}{a_1} \right)^2}{(\kappa + 1)} \right]^3 \quad \kappa = 1.4$$

此临界密流即认为是导风轮喉部截面的平均临界密流。再用叶片扩压器同样方法考虑边界层和流动损失效应, 引入堵塞系数 C_{ii} 。则导风轮的堵塞流量公式为

$$G_{ii} = C_{ii} a_1 \cdot \gamma_1 \cdot \left[\frac{2 + (\kappa - 1) \left(\frac{U_c}{a_1} \right)^2}{(\kappa + 1)} \right]^3 F_{ii} \quad (2)$$

应用式 (2) 计算导风轮堵塞流量时必须较准确地估算进口喉部面积 F_{ii} 和合理地选择平均环形流管的均置 (从而计算 U_c) 以及堵塞系数 C_{ii} 。平均环形流管应满足两条条件: 一是当它进口站的密流达到极值时, 导风轮的进口站平均密流也达到极值, 这表明微元流管与整个导风轮同时进入堵塞工况。另一条件是这一流管密流的极值应与导风轮平均密流的极值相等。这样才能用微元流管的临界密流与整个喉部面积的乘积表示堵塞流量, 由准三元子午面计算结果表明 (见后文) 按流量的平均流线位置可近似满足上两条条件。若进气无预旋且轴向速度沿径向变化不大时即可用导风轮进口均方根直径位置作计算直径。

$$D_{m.s} = \sqrt{\frac{D_b^2 + D_s^2}{2}}$$

F_{11} 计算可按式:

$$F_{11} = \left[\frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_b^2) - \bar{T} N (R_s - R_b) \right] \overline{\cos \beta} \overline{\cos \alpha}$$

其中 \bar{T} , $\bar{\beta}$, $\bar{\alpha}$ 是计算直径处参数值, 由导风轮进口内外径处的给定值及线性分布假定求出。如果在试验中校核堵塞流量, 最好实测喉部面积, 可用薄铜板或硬纸板做出喉口的模板。使其一边与叶片进气边重合, 其它三个边尽可能垂直于相邻叶片背弧及内外子午面, 这样的模板相当于喉部位置流道的法向截面。然后将模板在方格纸上量出面积值。

导风轮堵塞流量系数 C_{11} 需由试验确定, 目前尚未积累足够的数值, 有的文献推荐为 0.97 左右^[3] 或 0.85--0.93 范围, 这要由具体的进口条件如叶片几何角, 叶片厚度, 加工质量等多种因素确定, 对一般精铸叶轮, 叶片不是很薄情况下我们与试验比较核算结果 C_{11} 取 0.9 左右较为合理。

按上述公式对图 1 试验结果进行了核算。给定参数见表 1

表 1

名称	符号	单位	修进口边以前 图 1 (a)	修进口边以后 图 1 (b)	改长短叶以后 图 1 (c)
导风轮进口顶径	D_s	米	0.1792	0.1792	0.1792
导风轮进口根径	D_b	米	0.052	0.052	0.052
均方根直径叶片角	$\bar{\beta}$	°	53°	53°	
均方根直径流道斜角	$\bar{\alpha}$	°	10°	10°	
均方根直径叶片切向厚度	\bar{T}	米	0.03	0.01	
叶片数	N		20	20	10
喉部截面积	F_{11}	米 ²	0.0114	0.0129	0.0147 (实测)
均方根直径处圆周速度	U_s	米/秒	173	173	173
进口气流滞止密度	γ_1^*	公斤/米 ³	1.205	1.205	1.205
进口气流滞止声速	a_1^*		344	344	344
堵塞系数	C_{11}		0.9	0.9	0.9

计算结果如图 3。图 3 表示了导风轮进口边修改前后堵塞流量 G_{11} 随圆周速度 U_2 的变化曲线。图 3 也画出导风轮完全克服堵塞的工作条件下 (相当于长短叶情况下) 叶片扩压器的堵塞流量 G_{11} 随圆周速度变化的曲线, 以此分析三种匹配时的关系。总的看来叶轮与叶片扩压器的堵塞流量都随圆周速度提高而加大。但扩压器堵塞流量增长较快这是因叶轮出口密度的变化所造成 [公式 (1)]。在 $U_2 < 305$ 米/秒 (相当于 $n: 19400$ 转/分) 时, 三种匹配都是 $G_{11} < G_{11}$, 此时, 都是因叶片扩压器引起堵塞, 扩压器的堵塞流量就是

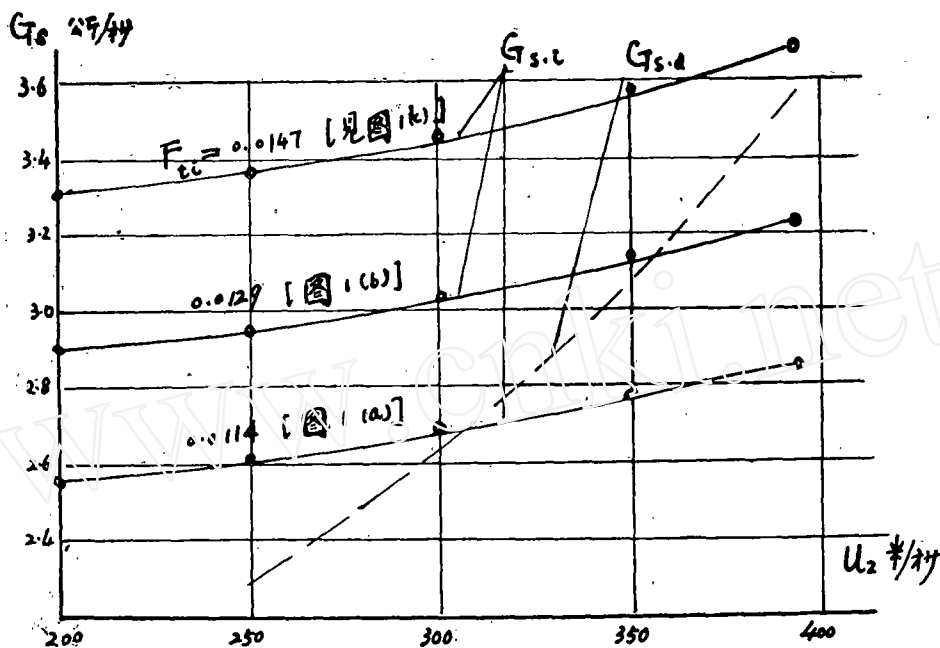


图 3

压气机的堵塞流量。故转速 <19400 转/分的范围内,三种匹配的压气机堵塞流量基本相同。当转速升高到 $U_2 < 355$ 米/秒(相当于 $n: 22600$ 转/分)时,1(b)与1(c)两匹配仍是 $G_{s,d} < G_{s,i}$,故转速 <22600 转/分的范围内此二种匹配的压气机堵塞流量基本相同,都是叶片扩压器的堵塞流量。但1(a)的匹配中 $G_{s,d} > G_{s,i}$,导风轮先堵塞,压气机的堵塞流量由导风轮堵塞流量决定。当 $U_2 = 355$ 米/秒时,图3表明 $G_{s,i} = 2.76$ 公斤/秒,图1(a)压气机堵塞量试验值为2.65公斤/秒左右。两者是较接近的。当 U_2 继续升高到设计值 $U_2 = 393$ 米/秒时,1(c)匹配下因长短叶明显地扩大了喉部面积保证了 $G_{s,d} < G_{s,i}$,压气机堵塞流量仍由扩压器决定约为3.56公斤/秒。而1(a)1(b)两匹配下均为 $G_{s,d} > G_{s,i}$,此转速下压气机堵塞流量分别由两个 $G_{s,i}$ 决定,由图3分别为2.85公斤/秒和3.24公斤/秒,图1(a),及1(b)的试验值分别为2.75公斤/秒和3.24公斤/秒。与计算值很接近。这一与试验曲线的对比计算,说明可以借助公式(1)和(2)进行叶片扩压器与导风轮堵塞流量的近似计算。

离心压气机设计中,设计叶片扩压器时往往根据要求的堵塞流量(比设计流量放大一系数如1.15)确定其喉部面积。但设计叶轮时一般只考虑设计工况(如采用零攻角,进口 M_∞ 尽可能低些等)并不直接进行堵塞流量的计算。但在某些情况下,这种计算是很必要的。如要求有较宽广的特性,有可能在设计转速以上超负荷工作,特别是增压器系列化设计等情况。系列化中,一个导风轮要和几档叶片扩压器匹配,导风轮的堵塞流量必须保证与最大档扩压器堵塞流量相适应。为保证最大档匹配时,导风轮也不堵塞,有时必须牺牲部分设计点的性能,人为地放大导风轮喉部面积。采取设计点时正攻角的设计。因此系列化设计中计算导风轮堵塞流量是重要的一环。

3. 叶轮进口喉部面积与叶片扩压器喉部面积的正确比例

为了配机调整中合理选取叶轮与扩压器, 以及直接从几何尺寸判断导风轮是否可能堵塞。可以应用式(1), (2)建立导风轮与扩压器最低的喉部面积比(即保证叶轮不堵塞)与工作轮圆周速度 U_2 及平均直径比(\bar{D}_1/D_2)的关系曲线。将式(1), (2)改写成如下形式:

$$G_{s,d} = C_{r,d} F_{i,d} \frac{[1 + y \eta_R \cdot U_2^2]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{[1 + y U_2^2]^{\frac{1}{2}}} \times 2.393 \times 10^2$$

$$j = \frac{\mu + \alpha}{g C_p T_1}$$

$$G_{s,i} = C_{r,i} F_{i,i} a_1 \cdot \gamma_{i1} \cdot \left[\frac{2 + (\kappa-1) \left(\frac{\bar{D}_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{U_2}{a_1}\right)^2}{(\kappa+1)} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

叶轮不发生先堵塞的条件为 $G_{s,i} = G_{s,d}$ 。则

$$\left(\frac{F_{i,i}}{F_{i,d}}\right)_{\min} = \left(\frac{C_{r,d} \times 2.393 \times 10^2}{C_{r,i} a_1 \cdot \gamma_{i1}}\right) \frac{[(\kappa+1)(1 + y \eta_R \cdot U_2^2)]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\left[2 + (\kappa-1) \left(\frac{\bar{D}_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{U_2}{a_1}\right)^2\right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} [1 + y U_2^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

根据试验选取 $(\mu + \alpha) = 0.91$, $\eta_R = 0.80$ (叶轮开始进入堵塞的边界)。

$C_{r,d} = 0.85$, $C_{r,i} = 0.90$ 。

则在标准状态下由式(3)计算的 $\left(\frac{F_{i,i}}{F_{i,d}}\right)_{\min}$ 示于图4, 可以看出 U_2 越高, 为使导风轮不堵塞所应有的导风轮最小面积比 $\left(\frac{F_{i,i}}{F_{i,d}}\right)_{\min}$ 越大。所以同一叶轮($\frac{\bar{D}_1}{D_2} = \text{常}$)如是按低转速工况设计的, 在超转速工况时导风轮与扩压器面积比就可能小于 $\left(\frac{F_{i,i}}{F_{i,d}}\right)_{\min}$ 导风轮发生堵塞。此外同样的 U_2 下, 不同的压气机叶轮平均直径比 $\left(\frac{\bar{D}_1}{D_2}\right)$ 越小, 要求 $\left(\frac{F_{i,i}}{F_{i,d}}\right)_{\min}$ 越高。这是因平均半径处 U_2 减小(公式2)即相当于导风轮喉部前相对总压减小的缘故。图4中标出了几种实际压气机的 $(F_{i,i}/F_{i,d})$ 值。它们都比对应的 $\left(\frac{\bar{D}_1}{D_2}\right)$ 曲线所示的 $(F_{i,i}/F_{i,d})_{\min}$ 大, 因此导风轮都未发生堵塞现象。但对图1(a), 1(b)两组匹配, 其 $(F_{i,i}/F_{i,d}) < (F_{i,i}/F_{i,d})_{\min}$ 导风轮发生了堵塞现象。因此图4可以作为控制和检验导风轮与叶片扩压器两元件喉部面积正确比例的参考。图4各参考机组面积比见表2。

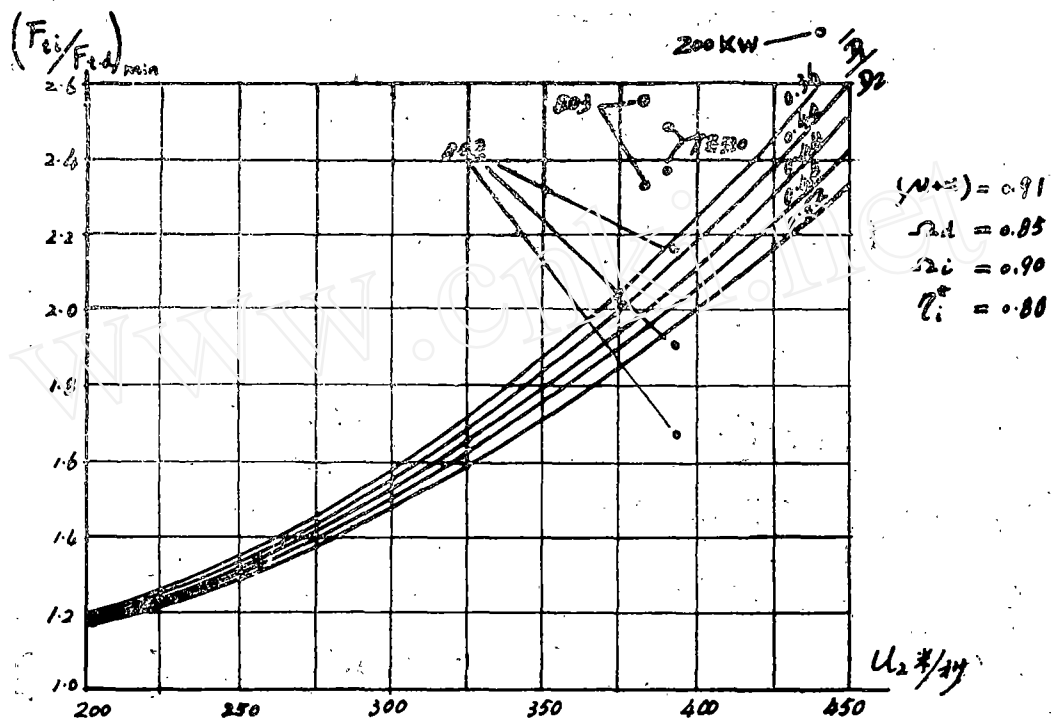


图4 导风轮与叶片扩压器最低喉部面积比曲线

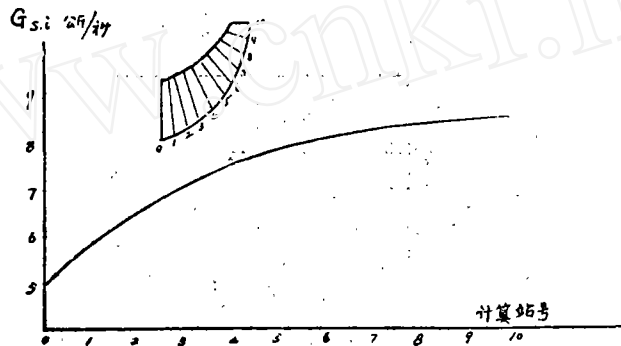
表2

机组型号	圆周速度	平均直径比	导风轮	扩压器	F_{ei}/F_{ed}	$(F_{ei}/F_{ed})_{min}$	$(F_{ei}/F_{ed}) >$ $(F_{ei}/F_{ed})_{min}$
	U_2 米/秒	\bar{D}_1/D_2	喉部面积米 ²	喉部面积米 ²			
802I	393	0.44	1.14×10^{-2}	6.8×10^{-3}	1.68	2.05	<
802IA	393	0.44	1.29×10^{-2}	6.8×10^{-3}	1.90	2.05	<
802IB	393	0.44	1.47×10^{-2}	6.8×10^{-3}	2.16	2.05	>
803	382	0.394	1.025×10^{-2}	3.98×10^{-3}	2.57	2.05	>
803	382	0.394	1.025×10^{-2}	4.4×10^{-3}	2.33	2.05	>
TZ330	390	0.487	1.957×10^{-2}	8.3×10^{-3}	2.36	1.98	>
TZ330	390	0.487	1.957×10^{-2}	7.9×10^{-3}	2.48	1.98	>
200KW	442	0.457	1.056×10^{-2}	3.83×10^{-3}	2.76	2.40	>

4. 用准三元子午面计算程序计算叶轮堵塞流量的介绍

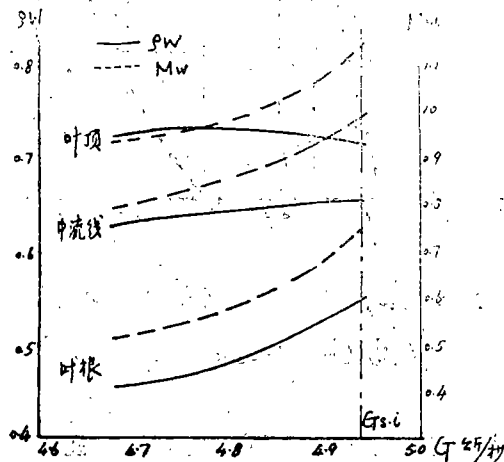
为了解实际导风轮的三元流动堵塞时的气流结构,可用子午面气动计算程序计算堵塞流量。逐渐增加给定的速度梯度方程时的速度初值,直至流量达最大值为止。在此过程中流线位置应随流量增加作相应调整。计算说明如下几点:

①叶轮发生堵塞的位置都在导风轮进口站。图5(a)是一典型叶轮流道各截面堵塞流量分布。从进口到出口通流能力单调增加。进口站最早堵塞原因在于扩压流道中进口站相对速度最高,静温亦即声速最低从而相对马氏数最高。故最早达到临界工况 $M_r = 1$ 。



图(5a)

②图5(b)表示逐渐增加流量至堵塞过程中,导风轮进口站的叶根、平均流线(按流量平均)及叶顶三位置的相对M数与密流(ρW)的变化。看出当接近堵塞流量 $G_{s,i} = 4.94$ 过程中,叶顶 $M_r > 1$ 密流逐渐减小。叶根 $M_r < 1$ 密流仍逐渐增加,平均流线位置 M_r 趋于1,密流趋于最大值。故导风轮堵塞是个整体效果即沿径向各流管平均密流达最大值。



图(5b)

③子午面计算中平均流线的位置 $K = 5$ 可以近似代表导风轮整体的平均工况。如前述可作为计算堵塞流量时的计算位置。图5(c)是导风轮在其堵塞流量下,进口站沿径向

参数 M_w 与 $\tilde{\rho}W$ 的分布。由堵塞流量及进口站各流管面积总和算出平均密流的极值为：

$$(\tilde{\rho}W) = \frac{\tilde{G}}{\Sigma F} \approx 0.65$$

由图5(c)此数据与平均流线处的 $\tilde{\rho}W$ 很接近，同时，此时平均流线处的 $M_w \approx 1$ 。因此平均流线位置符合前述简化计算堵塞流量时对计算位置提出的两个条件。即与导风轮同时进入堵塞而且其密流的极值等于导风轮平均密流的极值。

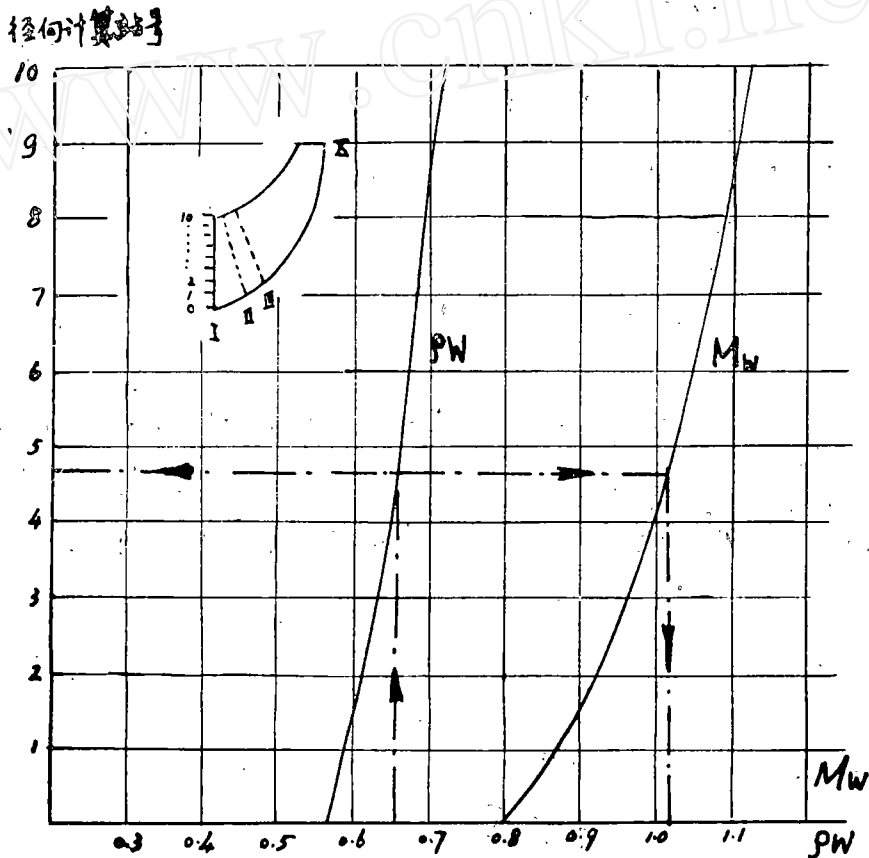


图5(c) 堵塞流量 $G_{s,i} = 4.94 \text{ 公斤/秒}$
进口站(第1站)径向 M_w 及 ρW 的分布

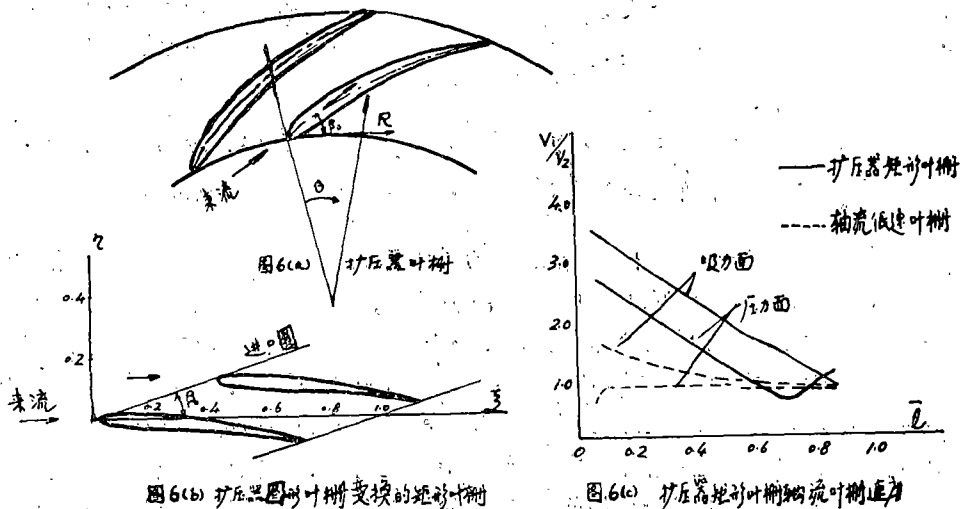
上述按子午面程序计算堵塞流量时，假定了不出现激波，而且导风轮进口为超声速时可自然形成喉部，使气流接近等熵地过渡到亚声速。在这种假想的流动模型下使用了流线曲率法电子计算机程序。结果表明难于得到可靠的堵塞流量值。因为这种计算程序受流线曲率变化影响很大，进口站需人为给定边界条件，堵塞截面后的第2截面又相距

一定的距离,每次流线修正只能依某种数学方法,不能真实反映堵塞截面附近真实的流动模型。上述的从超声速过渡到亚声速所应存在的收缩喉部也反映不出来。因此堵塞截面沿径向各流线的曲率,倾角都不准确,往往在叠代计算中允许通过的流量偏小。综上所述,作为工程上应用,用前述一元简化方法计算扩压器与叶轮的堵塞流量是实际有效的方法。

(二) 离心压气机的喘振分析

在离心压气机的工作特性线上,对应每一条等转速线都有一个确定的最小流量,称为该转速的压气机喘振点流量。当流量再继续减小时,流道内的气流发生强烈的振荡或倒流并伴随间断性的爆破音或啸叫。机组无法正常工作。很多因素可能引起喘振如叶片扩压器失速,导风轮失速,工作轮失速,无叶扩压器不稳定工作或以上诸因素的合成。这里着重讨论叶片扩压器与导风轮引起喘振的现象。这两个元件都是叶栅流动,失速就是叶片表面边界层严重增长或分离造成了流动条件的恶化,它可表现为几种特征,如损失绝对值显著增大,气流折转角明显减小,损失的增长率达一定程度等。讨论失速与喘振应以上述概念为出发点,但鉴于离心压气机的叶片扩压器与导风轮的特殊结构,流动现象比平面叶栅或一般环形叶栅更为复杂,目前尚无大量的试验资料和数据。以下讨论多为针对试验结果对喘振问题作某些定性分析,以作为深入工作的借鉴。

就叶片扩压器而言,它既有槽道流动的特点,又在很多方面相似于叶栅流动,如叶片对气流的折转作用,叶片两表面存在压差,叶片头部绕流作用,在考虑喘振现象时可以借助轴流叶栅的某些概念,但在定量准则上必须依靠本身试验数据的积累。这是离心压气机一系列流动特点所决定的。可以将轴流叶栅及扩压器叶栅叶片表面的速度分布作一比较,为此,在一扩压器机翼形叶片表面的内背弧上分别开了静压测孔,将试验结果借助



保角变换转换到矩形平面（图6）从比较看出：

在叶片内背弧平均速度都是从进口到出口逐渐降低，在叶片吸力面上两者都有最大的减速比，最高速度均出现在进口缘附近。因此扩压器叶片的吸力面应和轴流叶栅一样边界层会有较大的增长且存在较大的分离的可能性。叶片压力面的速度分布对轴流叶栅一般变化不大，但扩压器叶栅由于进出口面积有很大的扩张使压力面速度也呈现单调的减速，边界层也会有较大增长。再结合两者几何上的差别来看，轴流叶栅的展弦比一般在1—3范围或更大，而扩压器叶栅小得多，（这一机翼叶片叶栅只0.13），从而使边界层影响更显著。特别是二次流的效应。图7(b)是试验后在扩压器通道前后两侧壁上留下的油烟痕迹。它们表示了边界层气流二次流旋涡与通道流动两个运动的叠加方向。这是由于流道内每个法向横断面都存在从内弧向背弧的静压降低〔图7(a)〕。在前后壁边界层中的低能量质点就在横向压力梯度下从内弧流向背弧，从而把流道中心气流挤向内弧形成一对二次流旋涡〔图7(c)〕。这个二次流不断吸去叶片吸力面的边界层，起了延缓其分离

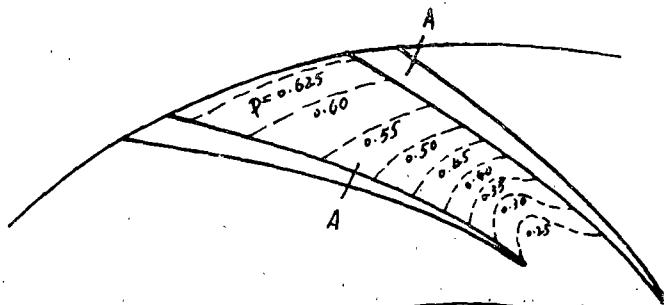


图7(a) 扩压器内等压线分布



图7(b) 试验后扩压器前后侧壁的油烟痕迹

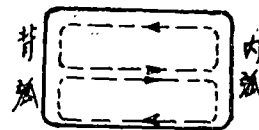


图7(c) 法向断面A-A中二次流旋涡

的作用，这是其有利的一面。但同时它使压力面边界层加厚。文献〔4〕试验指出一般工况下一个对数螺线的叶片扩压器压力面有最大的边界层动量厚度。这一比较说明为分析失速可以应用轴流叶栅关于减速比（以后称扩张比）的概念，但为建立数量上的准则就不应只考虑吸力面的问题。图8(a)扩压器机翼叶片内背弧上，由静压测孔测出的静压分布可以看出从堵塞流量逐渐减小到喘振流量时压力面的静压梯度变化不大。而吸力面变化很显著。它的叶片进口静压逐渐降低，出口逐渐升高。在堵塞点时出口与进口静压相差不大，在喘振时出口为进口的1.84倍。故吸力面的边界层是处于越来越大的逆向

压力梯度下。很可能最先出现分离而导致压气机喘振。

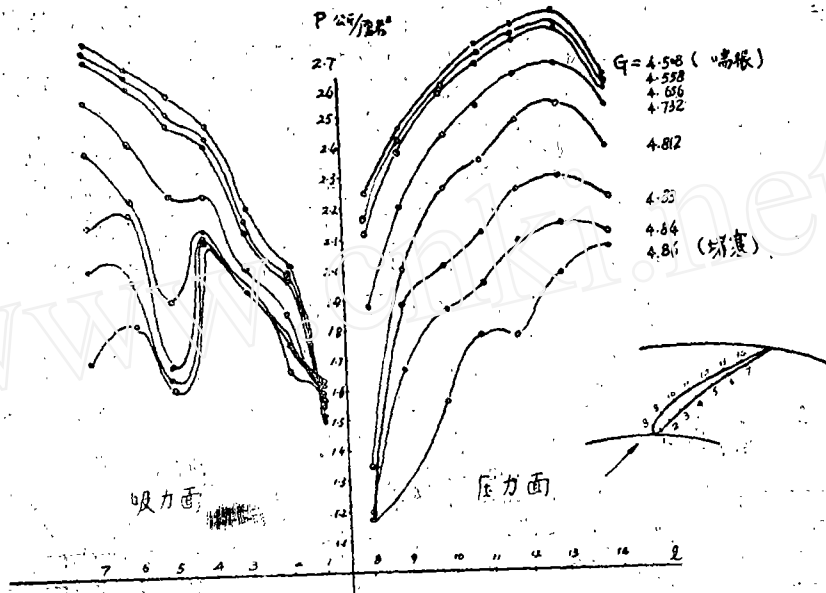


图 8 (a)

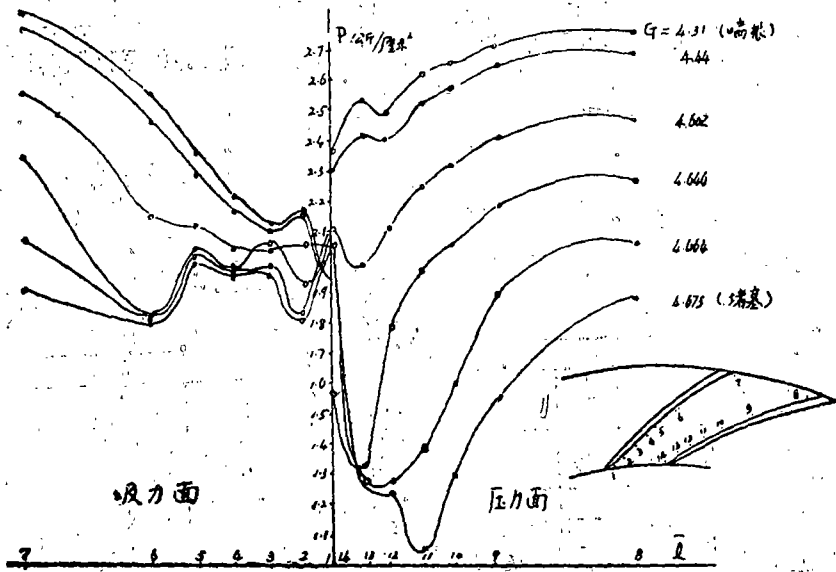


图 8 (b)

图8(b)是另一叶片扩压器试验,静压测孔开在靠近叶片的流道侧壁面。其静压分布与叶片表面基本相似。由于叶片头部的绕流作用没有叶片表面强烈,故吸力面和压力面的静压梯度都略小于叶片表面。(靠吸力面一侧在喘振时达1.5倍),侧壁上存在一定的逆向压力梯度,使侧壁边界层也有相当的增长。虽然它不一定是引起喘振的直接原因,但在扩压器通道边界层总的增长过程中应予以考虑。

叶片扩压器的叶栅流动性质还表现在叶片安装角的影响。如将机翼叶片安装角减小2度。实验结果见图9。从压气机外特性看,安装角减小后特性变窄,喘振点提前。观察表面静压分布发现有很大变化。在接近喘振工况时安装角改变后最大的静压升高〔图9(a)〕〔最大的减速图9(b)〕出现在压力面上。这刚好与安装角改变前图8(a)情况相反,此时再加上二次流的影响,压力面边界层很可能最先分离。

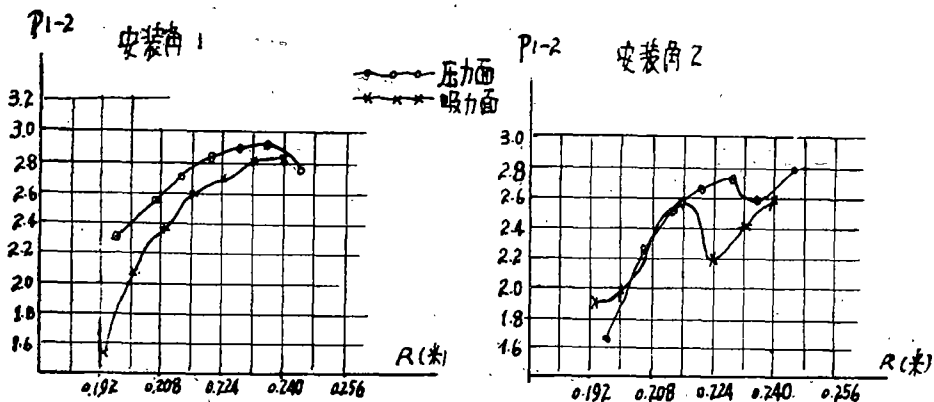


图9(a)

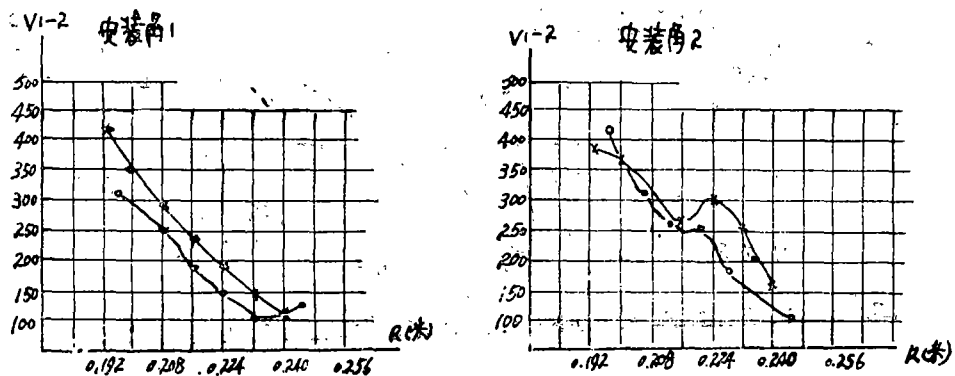


图9(b)

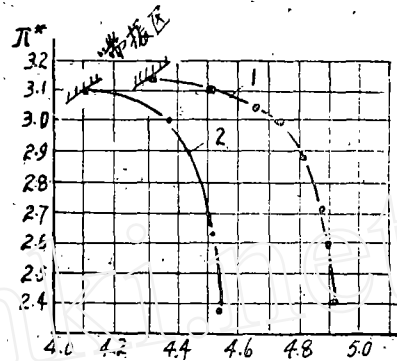
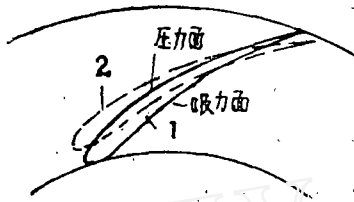


图 9(c) 不同叶型安装角时叶型表面压力、速度分布

上述情况使我们确定，在扩压器损失和失速问题上叶片的两表面和两个侧壁的表面都是不应忽视的。它们是总体的效果。作为相当粗糙的分析可借助边界层 Von-karman 动量积分方程估算叶片尾缘动量厚度的增长，对叶片内背弧和侧壁每个表面均可写出：

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{C_f}{2} - (H+2) \frac{\theta}{V} \frac{dV}{dx}$$

V 是当地自由流速度，从进口到出口积分上式并认为最高速度就是进口速度（如上述试验示）为简化沿长度取 $(H+2) \left(\frac{\theta}{c}\right)$ 为平均值。

$$\left(\frac{\theta}{c}\right)_2 = \frac{C_f}{2} + \overline{(H+2) \left(\frac{\theta}{c}\right)} \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)$$

$$C_f = \frac{1}{c} \int_1^2 C_f dx$$

扩压器出口动量厚度是四个表面动量厚度之和。并假定四个动量厚度相等。

$$\begin{aligned} \left(\frac{\sum\theta}{c}\right)_2 &= \frac{1}{2} (C_{f1} + C_{f2} + 2C_{f3}) + J_r \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right) + J_s \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right) \\ &\quad + 2J_r \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right) \end{aligned}$$

$$\text{其中： } J_r = \overline{(H+2) \left(\frac{\theta}{c}\right)} \approx (H+2) \left(\frac{\theta}{c}\right)_p$$

$$\text{令 } f_p = \int_0^1 \frac{\theta}{\theta_{x/l-1}} d\left(\frac{x}{l}\right)$$

$$\text{则 } J_p = \overline{(H+2)} f_{\theta p} \left(\frac{\theta}{c}\right)_{2p} = \overline{(H+2)} f_p \left(\frac{\theta_p}{\Sigma\theta}\right)_2 \left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$$

$$\approx \frac{1}{4} \overline{(H+2)} f_{\theta p} \left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$$

$$\text{同理 } J_s = \frac{1}{4} \overline{(H+2)} f_{\theta s} \left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$$

$$J_v = \frac{1}{4} \overline{(H+2)} f_{\theta v} \left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$$

由于在变工况中表面摩擦系数与含 $\left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)$ 项相比变化很小, 认为 $C_{fp} = C_{fs} = C_{fv} = C_f$ 。上式可写为

$$\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2 = \frac{2 C_f}{1 - \frac{1}{4} \left[\overline{(H+2)}_p f_{\theta p} \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_p + \overline{(H+2)}_s f_{\theta s} \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_s + 2 \overline{(H+2)}_v f_{\theta v} \log_2 \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v \right]}$$

其中各表面 $\overline{(H+2)}$, f_{θ} 值可由试验中测得的沿表面边界层动量厚度和形式参数分布求得。这有待于数据的积累。上面公式表示扩压器出口总的动量厚度主要是各表面减速比的函数。减速比越大 $\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$ 越大。而 $\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$ 是损失和失速的特征值, 当

$\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$ 的绝对值或其增长率大到一定程度后整个流动破坏, 失速到来。假定各表面 $\overline{(H+2)} f_{\theta}$ 近似相等。 C_f 借助平板数据 ≈ 0.005 , $\overline{(H+2)} f_{\theta}$ 借用单机翼数据 ≈ 1.19 。^[5] 当失速时认为 $\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2$ 有垂直的增长率故 $\left(\frac{\Sigma\theta}{c}\right)_2 \rightarrow \infty$ 此时

$$1 - \frac{1}{4} \times 1.19 \times \log_2 \left[\left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_p \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_s \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v^2 \right] = 0$$

$$\left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_p \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_s \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v^2 = e^{3.96}$$

$$\text{令 } \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v^4 = \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_p \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_s \left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v^2$$

$$\left(\frac{V_{max}}{V_2}\right)_v = e^{0.99} = 2.34$$

就是说当平均减速比达到2.34时, 失速就发生了。但实际离心压气机叶片扩压器平均减速比很多情况下超过此值。这一方面说明其效率所以总低于轴流叶栅的原因, 很可能总在一定失速程度下工作。只是尚未形成倒流引起喘振。一方面尚没有可靠的 H 和 f_{θ} 的数据供叶片扩压器之用。这个极限值2.34可能偏小。 H 和 f_{θ} 值与边界层转移和分离的位置有关。 C_f 值取决于表面粗糙度和来流的紊流度, 它只影响达到极限动量厚度值的速率和

失速前的损失。从这里看出在设计扩压器时应尽力增加表面光洁度，增加弦长雷诺数，和来流紊流度。鉴于叶轮后出口是高紊流度气流，这一点对一般叶栅试验条件是有利的。

关于扩压器的失速准则采用上述减速比的概念还有待试验验证。目前国外采用多列叶栅形的叶片扩压器从而减小了每列叶片的减速比，从延缓叶片失速的考虑是较有利的。

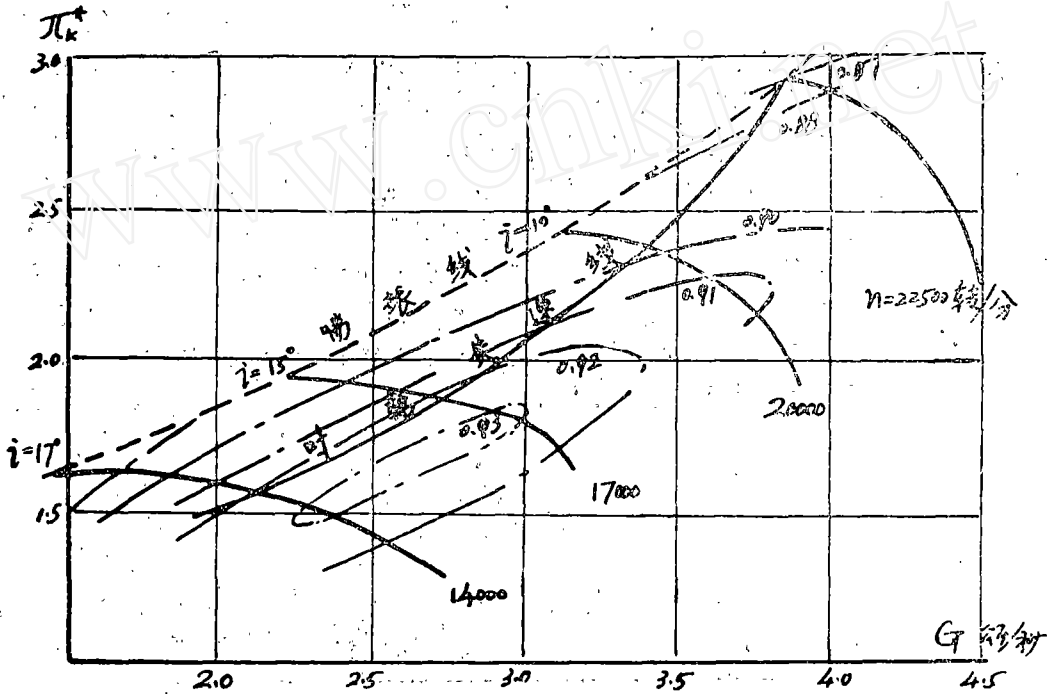


图 10

关于叶轮的失速我们在试验一台压气机 (A型) 时发现在低转速下存在一个不稳定工作区，在等转速线上当流量减小到一定程度喘振就产生周期性的气流振荡和较大的噪声，再继续减小流量使喘振发生后即使迅速打开阀门喘振也不易立即消除。这种现象说明叶轮已较早地进入失速状态。叶轮本身的特性是当流量从堵塞流量逐渐减小时叶轮效率逐渐升高直到某一最大值。以后因正攻角过大效率开始下降，文献〔4〕以叶轮效率从最高值下降 1% 作为失速的标志。借用这个推荐值可将叶轮失速线画到压气机特性线上 (图 10)。可以看出叶轮失速线位于喘振线右侧，叶轮在喘振前很早就失速了。而且转速越低叶轮失速越深。不稳定工作现象越严重。在 $n = 14000$ 转/分 时叶轮失速的攻角为 10° 叶轮效率 92% 到喘振时叶轮攻角达 17° 叶轮效率降到 85%。一般情况下叶轮不出现严重的失速问题，它是否发生取决于叶轮特别是其进口导风轮部分的气动和结构参数的选取。表 8 是这一导风轮与另一个低转速下稳定工作叶轮 (B) 结构气动参数的比较：

表 3

叶 轮	导风轮气流折转角	导风轮平均进口攻角	叶尖相对 M_{∞} 数	导风轮轴向长度
A	58°	$+5^{\circ} - +6^{\circ}$	0.81	45
B	53°	0°	0.77	65

可以看出A导风轮特点是气流折转角大轴向长度短,进口 M_{∞} 高这些因素都使其进口部分相对速度的扩压速率提高,图11是两种叶轮沿外子午面所测静压分布。从图11(a)看出A轮进口扩压速率大工作轮速率较小B轮刚好相反。图11(b)是压气机接近堵塞和喘振两工况时的静压分布变化。A轮变化不大,B轮则变化很明显。压气机接近堵塞时导风轮进口也出现大的减压(加速)从其静压与总压之比看出导风轮本身也进入了堵塞。这一实例说明导风轮的堵塞与喘振是一对立的统一。叶轮工作的特点是高转速下可能发生堵塞,低转速下可能发生失速。因此在设计中必须兼顾两个方面。从这角度看要求叶轮有尽可能宽的工作范围以适应高低转速两方面的要求,如果设计叶轮中认为在各确定转速下相对于叶片扩压器其范围较宽而不把高低转速联系起来作整体考虑。就可能出现高转速堵塞或低转速喘振的问题。

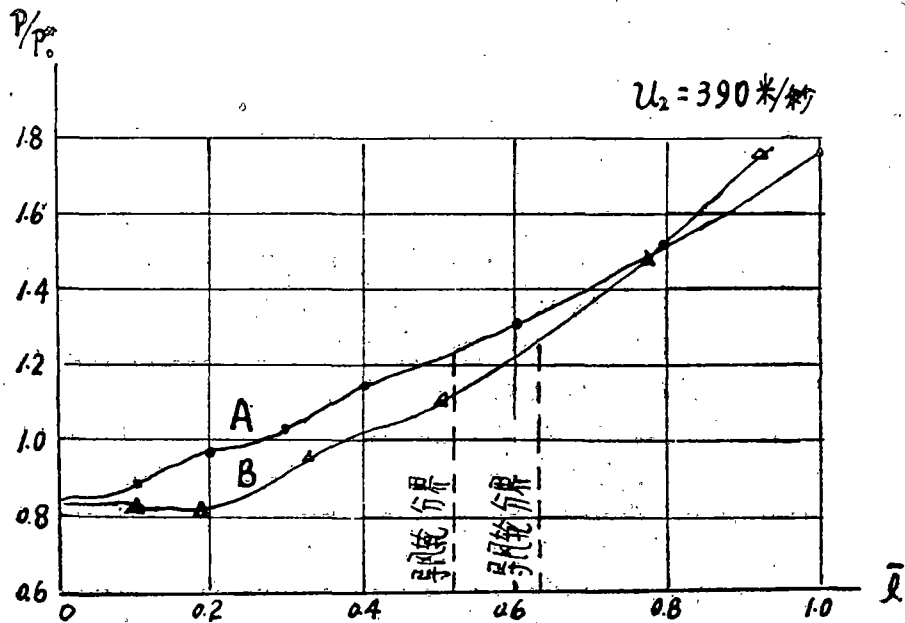


图11(a) 接近喘振时叶轮外子午面静压分布比较

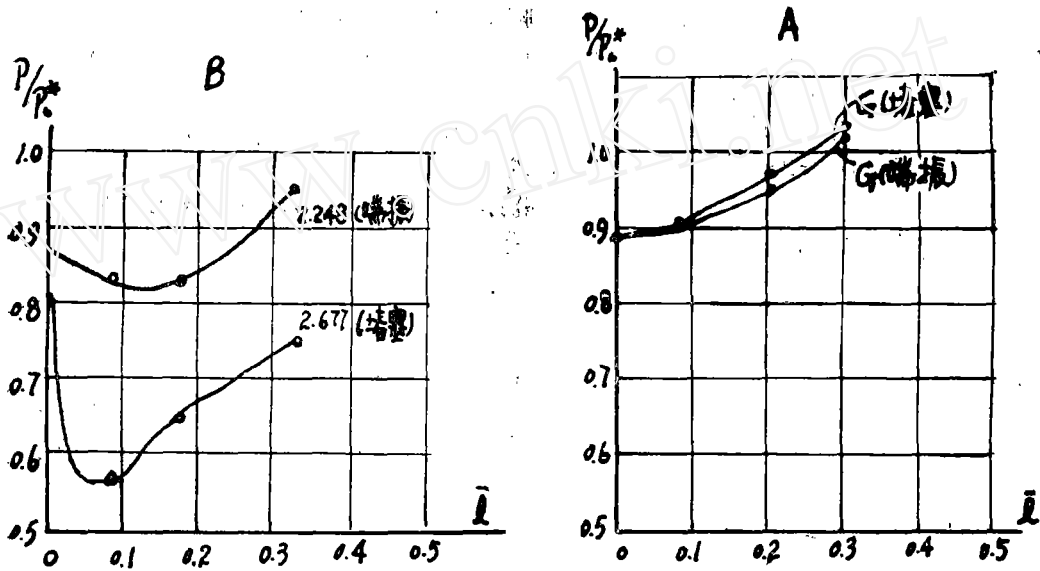


图 11(b) 不同工况下导风轮进口静压分布

(三) 结 论

1. 在试验基础上归纳出的叶片扩压器堵塞系数范围以及所推荐的半经验公式 (1) 可以作为设计中确定喉部面积的依据。
2. 用一元简化公式 (2) 估算导风轮堵塞流量与试验结果符合较好。可以在设计中应用。
3. 用上述计算方法得到了离心压气机导风轮进口喉部面积与叶片扩压器喉部面积应保持的正确比例的通用曲线 (图 4)。并得到了几台实际机组试验结果的验证。
4. 从边界层角度分析喘振现象表明一般的叶片扩压器所具有的扩压比往往都超出了合理的范围, 造成损失大及分离等现象。今后应考虑边界层控制或探讨新的结构型式如多列叶栅扩压器, 以有效提高气动性能。

参 考 文 献

- [1] 中国科学院北京力学研究所等, 整铸802离心压气机试验总结 (1972, 1)
- [2] 离心压气机工作特性及内部流动试验研究, 力学情报, 1 (1974) .
- [3] Rodgers, C, Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors, *Transaction ASME, series A*, 4 (1964) .
- [4] Sakurai, T, Flow separation and performance of deceleration channel for centrifugal turbomachines, *Transaction ASME, series A*, 6 (1975) .
- [5] Lieblein, S, Loss and stall analysis of compressor cascades *Transaction ASME, series D*, 3 (1959) .