

By 与70B₁型扇风机改造叶片系列化的设想

——关于轴流式扇风机改造的一点建议

(征求意见稿)

通风教研室 储重苏编

焦作矿业学院

一九八〇年四月

By 与 70B₂ 型扇风机改造叶片系列化的设想

——关于轴流式扇风机改造的一点建议

(征求意见稿)

焦作矿院通风教研室 储重苏编

轴流式风机改造工作，几年来已取得了很大的成效。但是如何迅速地推广这一好的经验呢？在79年7月参加煤炭部组织的北票台吉矿全国风机扭曲叶片鉴定工作后，又较全面地学习了黄勇健付教授所写的文章，以及许多有关方面的经验介绍，使我认识到，风机改造设计计算比较复杂、繁琐，这是阻碍风机改造工作推广的主要原因。因此，我想如若能省去繁琐、复杂的设计计算工作，只需进行象风机造型这样的工作，就必然会加快推广风机改造工作的速度，使风机改造工作推向一个新的阶段。因而我提出这个“系列化的设想”。限于水平，我只想起个“抛砖引玉”的作用，谬误之处在所难免，恳切希望读者批评指教。

(一)

矿井扇风机设备是煤矿重要设备之一。矿井通过扇风机把足够的新鲜空气送入井下，使井下的有毒有害气体，如沼气(CH_4)、二氧化碳(CO_2)、和一氧化碳(CO)等，稀释到安全浓度以内，并排除到地表，同时给井下工人劳动创造良好的气候条件，以保证矿井的正常生产和井下工人的安全与身体健康。

所以，人们常常形象地把矿井扇风机设备比拟为“矿井的肺脏”。由此可见扇风机在矿井生产中的重要性。由于一年365天扇风机都在不停地运转着，因此，扇风机的耗电量大，往往占整个矿井耗电量的30%，个别的竟达40~50%，所以管好和合理利用好现有

的扇风机，提高其运行效率，减少电耗，充分挖掘扇风机的潜力，就可以取得重大的经济效果。

我国煤矿解放以来大多使用了BY和70B₂型轴流式风机。大型的其功率达1000瓩以上，这种风机的效率低，耗电量大，因此，如何提高它的效率，是降低电耗，挖掘扇风机潜力的主要途径。风机改造的实践说明：改造BY和70B₂型轴流式风机是大有潜力可挖的。

例如枣庄矿务局陶庄矿东风井的70B₂-21型№24[#]接风风机性能，在风量为6000米³/分时，需配700瓩的电机，而现有570瓩的电机不能满足要求，风机改造后用570瓩电机就能安全可靠地运行^①风机的静压效率比原来提高13%^②，每年可节省电耗85万度，节省电费6.8万元^③。（注）

而全国仅煤炭系统不完全统计，就有一千台以上这类风机在运行，若全下加以改造，以吨风通风电耗平均下降0.25~0.5度计算，则每年可节省5千万至1亿度电^①，所以挖掘这类轴流式风机的潜力是大有可为的，是符合多快好省精神的。

几年来，风机改造工作取得了可喜的成绩，至今全国大约已有近百台风机进行了改造，虽然有个别的风机改造叶片发生折断现象，这只是攀登科学顶峰的征途中的一点小曲折，不足为怪，有待今后进一步研究、实验，加以改造，但风机改造已初见成效，在不同程度上都得了明显的效果。这一成绩的取得是和山东矿院黄勇健付教授的辛勤劳动分不开的。在“四人帮”横行的日子里，黄教授心里想的是如何为祖国的四个现代化贡献力量，所以，73年以来，他成天跑图书馆、资料室，查阅国内外有关资料；并冲破层层阻力深入到生产第一线，发起并推动了扇风机改造工作。他的这种高度的事业心，刻苦钻研，勤奋工作，愿为社会主义祖国的煤炭事业努力奋斗的精神，正是今天我们建设社会主义事业中最可宝贵的。

（注）：①、②、③……为参考资料的序号。

（二）

一、影响BY和70B₂型风机效率的因素分析

BY和70B₂型风机的效率不高，由图1中可以看出，最高静压

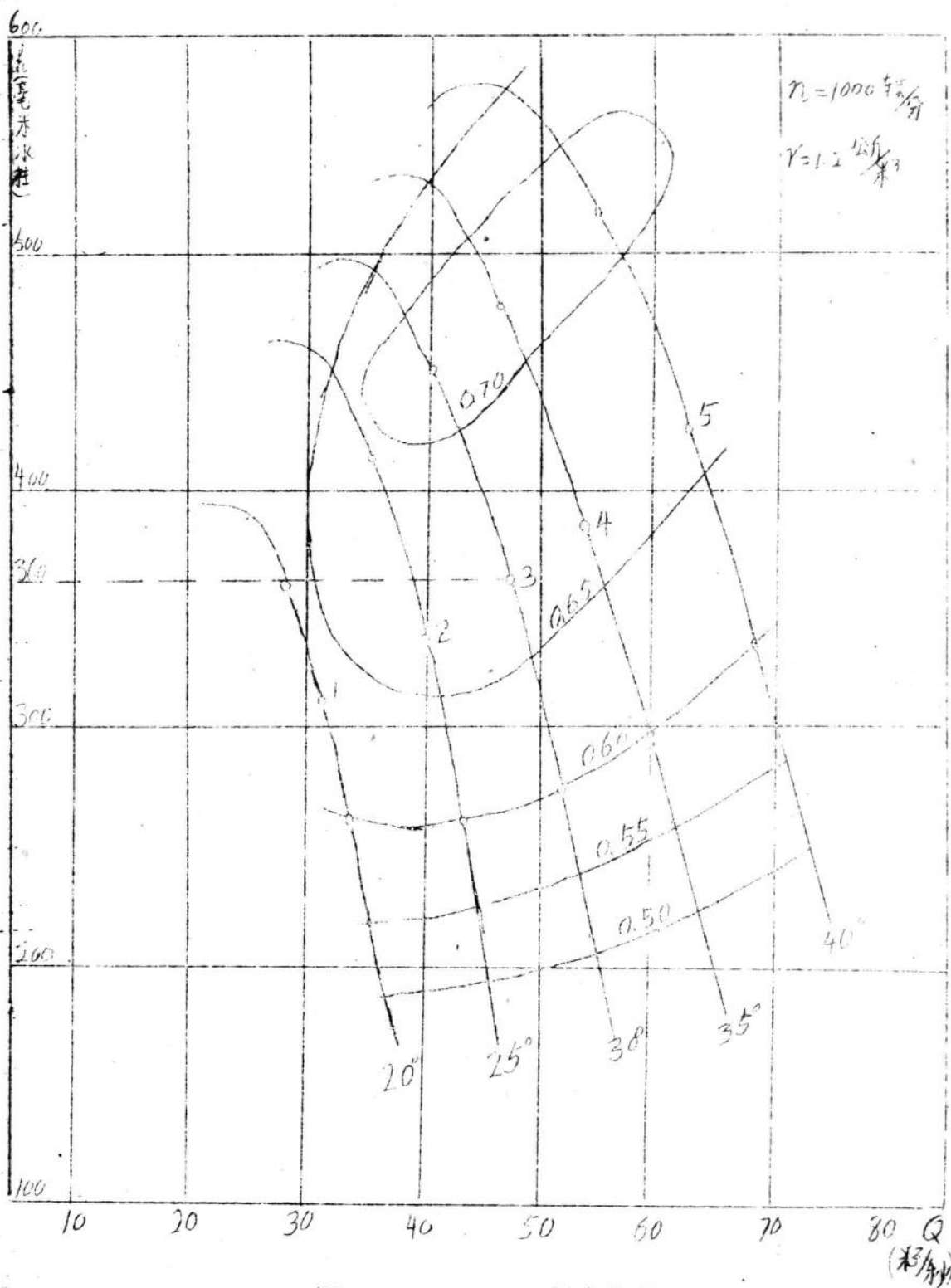


图1 2BY-18 样本曲线

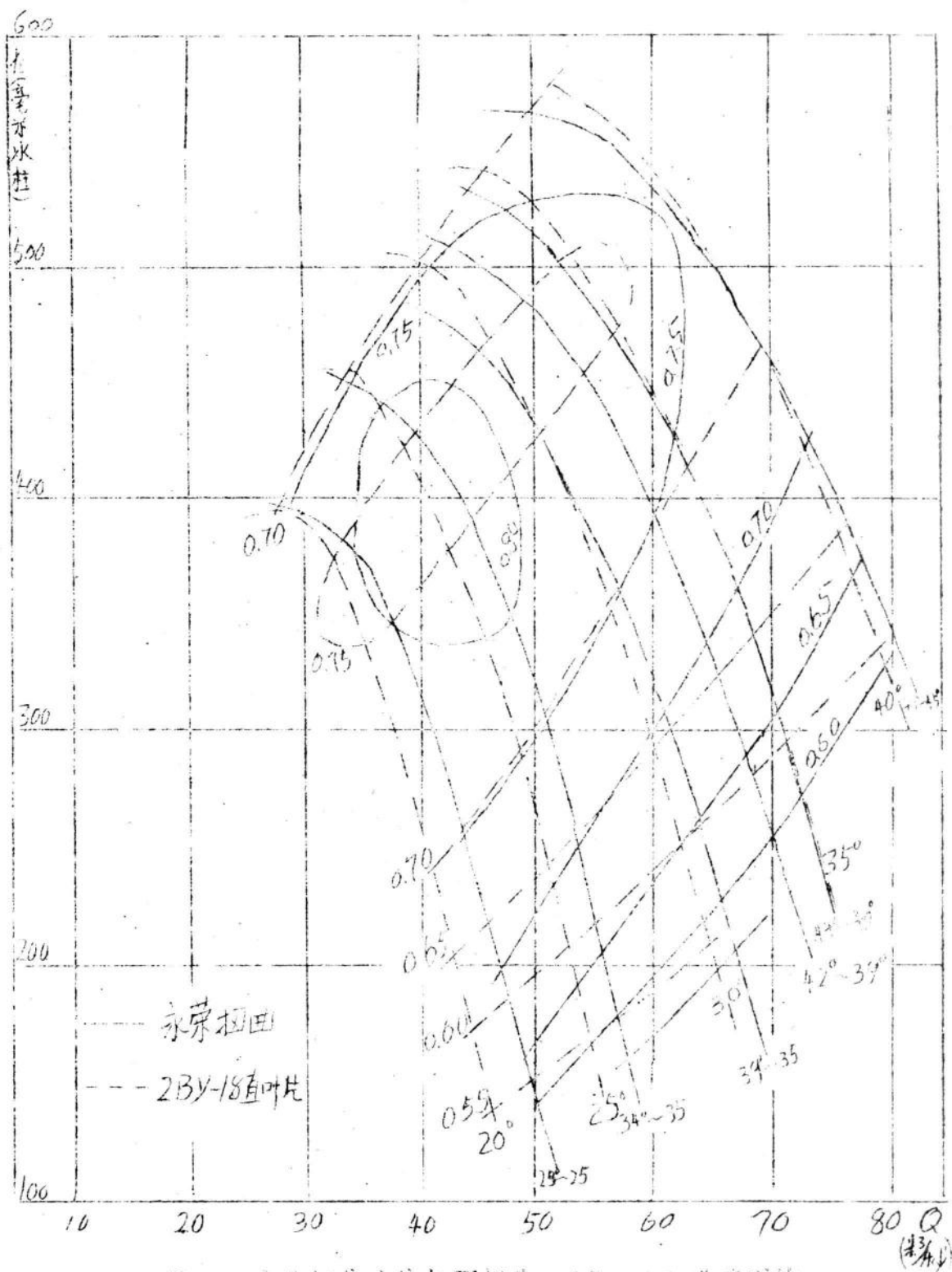


图2 永泉扭曲叶片与不扭曲的2BY-18性能对比

效率(η 特)只有0.7,而且其高效区还有一半在不规范区域运行,且这种型号的风机只有在低效率时运转性能才较好,尤其是它的启动负荷高,所以必须配用较大的电机^①。

造成BY和70B₂型风机的效率低的因素是多方面的,如:

(1)这类风机采用的是直叶片,由于直叶片的气动力设计不甚合理,是导致风机效率低的主要原因。根据79年7月风表下组织的全国在北票局台吉矿进行的风叶鉴定结果,由图2可以看出,扭曲叶片与不扭曲的直叶片比较,扭曲叶片的效率(η)提高了,而且高效区的范围扩大了。

(2)BY和70B₂型风机的机壳是钢板卷制的,所以风叶顶端与机壳之间的径向间隙,不能保证达到规定的要求,在台吉矿实测表明,这种径向间隙,对扇风机的工作性能影响是很大的。例如鉴定中,对荫官矿扭曲叶片作了一次不同径向间隙对风机工作性能影响的测定,第一次,径向间隙为7~13毫米时,测得的数值如表1所示,第二次,径向间隙为1~7毫米时(加衬垫后)测得的数值如表2所示。从此二表分析对比可以看到,径向间隙变小后,风量、风压、效率都有提高^②。

径向间隙为7~13毫米

表1

转速(毫米/秒)	103.4	16	230	257.8	30.5	327.7	322.7	318.6		
Q(米 ³ /秒)	46.8	44	41.1	39	34.2	30.3	26.5	13.1		
N(瓦)	48.5	72.2	99.5	100.6	104.3	89.3	85.4	42.2		
η 特(%)	46.2	58.8	68.2	70.3	71.2	67.8	62.6	27.2		

径向间隙为1~7毫米

表2

转速(毫米/秒)	120.2	168.7	250.2	304.6	365.8	378.2	394.8	400	342.3	
Q(米 ³ /秒)	48.2	46.2	42	35.6	33.8	31.2	28.3	25.2	10.5	
N(瓦)	56.8	71.9	105	122.6	123.8	118.2	111.9	100.8	35.8	
η 特(%)	47.6	58.8	70.4	76.8	74.5	71.1	67.2	65.7	25.1	

为了保证风机有较高的效率，如图3所示，叶片顶下与机壳之间的轴向间隙 Δ_1 不应超过叶片厚度 t 的1%，即 $\Delta_1 \leq 1\%t$ 。而叶轮轮缘与轴之间的轴向间隙 Δ_2 不应超过叶轮直径的0.5%，即 $\Delta_2 \leq 0.5\%D$ 。 Δ_1 和 Δ_2 最大允许值见表3。^①

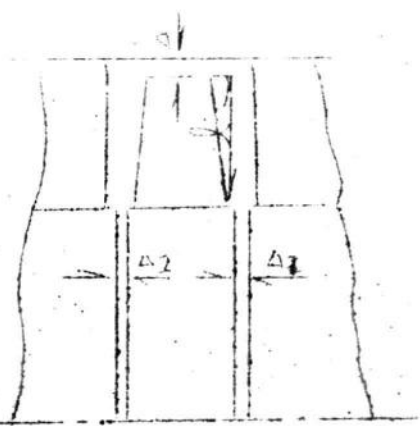


图 3

还有，BY和70B₂型风机的3号和4号轴承支撑，在过流空间的局部形阻大是造成效率低的另一原因。因而应设法降低这种形阻。

径向和轴向间隙最大允许值 表3

标 号	径向间隙 Δ_1 (毫米)	轴向间隙 Δ_2 (毫米)
No 12	2	6
No 18	2~2.5	9
No 24	3~3.5	12
No 28	3~4.0	14

二、机翼形扭曲叶片的设计计算

从前边分析可知叶片的气动力设计是否合理，决定着风机的工作性能和经济效果。因此，重新设计新型的机翼形扭曲叶片是提高风机效率的主要途径。

1. 黄勇健付教授的设计计算方法(I)

(1)设计所需的已知条件:

- ①风机的叶轮直径 D (米);
- ②风机的级数 l ;
- ③风机的转速 n (转/分);
- ④风机的叶片数 $Z_k = 16$ (片)
 中导叶叶片数 $Z = 22$ (片);
- ⑤叶型弦长 b_x (米);

- ③ 轮毂比 $\bar{a} = 0.7$;
- ④ 要求的风量 Q (米³/秒);
- ⑤ 叶片风压 $ZH_{叶}$ (毫米水柱)。

(2) 改造设计方案的确定

中、后导叶不动，只改两级叶片。

取一级叶片的风压为 $h_{叶1}$ (毫米水柱)，二级叶片的风压为 $h_{叶2} = 1 \sim 1.3h_{叶1}$ (毫米水柱)

一般采用相对半径 \bar{r}_x 来表示某栅百在叶片上的相对位置：

$$\bar{r}_x = \frac{2r_x}{D} \dots\dots\dots(1)$$

即栅百相对半径 \bar{r}_x 为二倍栅百半径 (r_x) 与叶轮的直径 (D) 之比。

对于 No12 风机用表 4 中的各栅百进行计标；

No18 风机用表 5 中的各栅百进行计标；

No24 风机用表 6 中的各栅百进行计标；

No28 风机用表 7 中的各栅百进行计标。

$D = 1.2$ 米风机的叶片栅百相对半径和栅百半径 表 4

栅百相对半径 \bar{r}_x	0.71	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	0.95	0.99
栅百半径 $r_x = \frac{D \cdot \bar{r}_x}{2}$	0.43	0.45	0.47	0.50	0.52	0.55	0.57	0.59

$D = 1.8$ 米风机的叶片栅百相对半径和栅百半径 表 5

栅百相对半径 \bar{r}_x	0.71	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	0.95	0.99
栅百半径 $r_x = \frac{D \cdot \bar{r}_x}{2}$	0.639	0.675	0.71	0.747	0.783	0.819	0.855	0.89

$D = 2.4$ 米风机叶片的栅百相对半径和栅百半径 表 6

栅百相对半径 \bar{r}_x	0.71	0.74	0.77	0.80	0.83	0.86	0.89	0.92	0.95	0.98
栅百半径 $r_x = \frac{D \cdot \bar{r}_x}{2}$	0.852	0.888	0.924	0.96	0.996	1.032	1.068	1.104	1.14	1.176

D = 2.8 米风机叶片的栅距相对半径和栅距半径

表7

栅距相对半径 \bar{r}_x	0.71	0.74	0.77	0.80	0.83	0.86	0.88	0.92	0.95	0.98
栅距半径 $r_x = \frac{D \cdot \bar{r}_x}{2}$	0.994	1.036	1.078	1.12	1.162	1.204	1.246	1.288	1.33	1.372

(3) 叶片气动力计算

A、第一级叶片计算（一般№24、28的风机先计算第6个栅距，即先算 $\bar{r}_x = 0.86$ 栅距的断面参考。对于№12、18号风机，先算第5个栅距，即 $\bar{r}_x = 0.87$ 栅距的各参数。）

① 求轴间速度：

$$c_a = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - \bar{d}^2)} \quad (\text{米/秒})$$

式中： c_a —— 轴间速度（米/秒）；
 Q —— 通过风机的风量（米³/秒）；
 D —— 叶轮的直径（米）；
 \bar{d} —— 轮毂比。

② 求圆周速度 u ：

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \cdot \bar{r}_x \quad (\text{米/秒})$$

式中： u —— 圆周速度（米/秒）
 n —— 风机的转速（转/分）
 \bar{r}_x —— 栅距的相对半径（米）

③ 求旋流速度增量 ΔC_u

$$\Delta C_u = \frac{n \cdot \bar{r}_x}{\rho \eta n u} \quad (\text{米/秒})$$

式中： ΔC_u —— 旋流速度（米/秒）；

h_{z1} —— 第一级叶片产生的压力 (毫米水柱);
 ρ —— 空气的密度, 取 $\rho = 0.122$ 公斤·秒²/米⁴;
 η_n —— 叶片的级效率, 取 $\eta_n = 0.84$ 。

④ 求相对速度几何平均值 w_m

$$w_m = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2} \quad (\text{米/秒}); \dots\dots\dots ⑤$$

⑤ 求气流角 β_m

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{c_a}{u - \frac{\Delta c_u}{2}}, \dots\dots\dots ⑥$$

或 $\beta_m = \operatorname{tg}^{-1} \frac{c_a}{u - \frac{\Delta c_u}{2}} \dots\dots\dots ⑦$

⑥ 确定叶型断面弦长 β_x

叶片断面形状: 选用机翼形。

其机翼形断面的轮廓, 如图4所示, 其尺寸以永荣扭曲叶片的叶型断面为例, 其断面参数如表6所示。

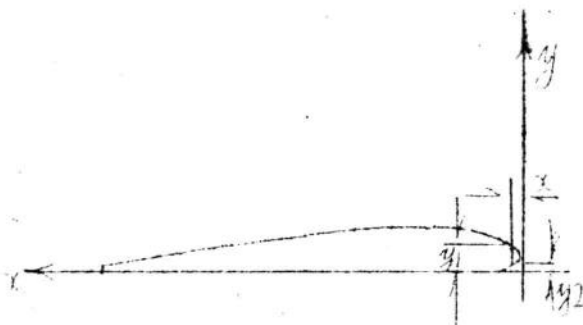


图4 扭曲叶片断面形状

永荣扭曲叶片的叶型断面参数

表3

x	0	3	6	12	18	24	36	48	72	86	120	144	168	192	216	235	240
y_1	7.2	11.2	13.4	16.1	18.2	19.6	21.8	23.3	24.3	23.5	21.5	18.7	15	11.5	7.5	4.2	
y_2	7.2	3.97	3.02	1.94	1.27	0.9	0.3	0.075	0	0	0	0	0	0	0	0	0

⑦求升力系数 C_y

先求出第5个栅距即相对半径 $\bar{r}_x = 0.87$ 时的栅距 t_x :

$$t_x = \frac{2\pi \cdot r_x}{Z_k} \quad (\text{米}) \quad \dots\dots\dots ⑦$$

式中: Z_k ——为风机一级的叶片数(个)

r_x ——为叶片的栅距半径(米)。

升力系数 C_y 通过下式求得:

$$C_y = \frac{Z \cdot t_x \cdot \Delta C_u}{B_x \cdot W_m} \quad \dots\dots\dots ⑧$$

升力系数 C_y 与冲角 α 的关系如下:

$$\alpha = \frac{C_y - K_1}{K_2} \quad \dots\dots\dots ⑨$$

式中: 常数 K_1, K_2 对不同的叶型, 数值不同, 对机翼形叶片,

$K_1 = 0.45, K_2 = 0.06$ 。

⑧求栅距的安装角 θ_x

$$\theta_x = \beta_m + \alpha \quad \dots\dots\dots ⑩$$

⑨检验叶片的级效率 η_n

$$\eta_n \approx 1 - \mu' \frac{C_u}{u} \times \frac{1}{\sin(\beta_m + \epsilon) \cdot \sin \beta_m} \left[1 + \frac{C_u^2 + \left(\frac{\Delta C_u}{Z}\right)^2}{W_m^2} \right] \quad \dots\dots\dots ⑪$$

$$\text{式中: } \mu' \approx 0.018(1 + C_y) + 0.04 \frac{t_x}{D(1-d)C_y} \quad \dots\dots\dots ⑫$$

ϵ ——为叶型放在风洞内用空气作试验，叶型承受一合力 R ，其方向与 P_y 偏离一角度即 ϵ ， $\epsilon = 1 \sim 4^\circ$ 如图 5 所示。

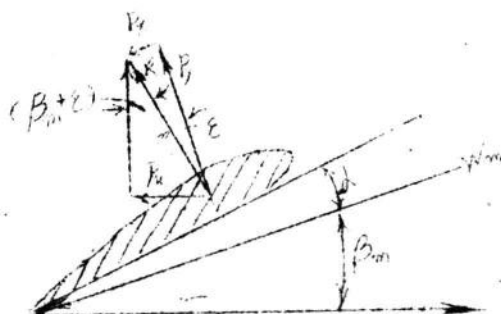


图 5

通过①式计算出的 η_h 值与④式中选取的 η_h 值相差不应超过 0.005，否则④式中的 η_h 值需另选取，然后再重新进行计算。

B、第二级叶片计算

由于两级叶轮尺寸相同，故在栅百相对半径 r_x 相同的情况下的 C_a 及 u 与第一级相同。

①求中导叶出流的旋扭速度 C_{u1}

$$\therefore \tau \tan \varphi_x = \frac{C_{u1}}{C_a}$$

$$\therefore C_{u1} = C_a \cdot \tau \tan \varphi_x \quad (\text{米/秒}) \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中： φ_x ——中导叶出流方向与轴线之间的夹角；

$$\varphi_x = A - B \sqrt{r_x} \quad (\text{度})$$

A——常数，一般 $A = 32^\circ \sim 35.2^\circ$

B——常数，一般 $B = 20.6 \sim 22^\circ$

$$\therefore \varphi_x = 35.2^\circ - 22 \sqrt{r_x} \quad \dots\dots\dots (14)$$

②取 $\eta_n = 0.82$ ，求旋扭速度 ΔC_u ；

$$\Delta C_u = \frac{\eta_n \tau a}{\rho \cdot \eta_h \cdot u} \quad (\text{米/秒}) \quad \dots\dots\dots (15)$$

③求相对速度几何平均值 W_m ：

$$W_m = \sqrt{c_a^2 + \left(u + c_{u1} - \frac{\Delta C_u}{2}\right)^2} \quad (\text{米/秒}) \quad \text{⑬}$$

⑭求气流角 β_m :

$$\text{由公式 } \operatorname{tg} \beta_m = \frac{c_a}{u + c_{u1} - \frac{\Delta C_u}{2}} \quad \text{⑮}$$

$$\text{或 } \beta_m = \operatorname{tg}^{-1} \frac{c_a}{u + c_{u1} - \frac{\Delta C_u}{2}} \quad \text{⑯}$$

⑰求升力系数 C_y :

由于选用的型形和第一级相同，所以相对半径为 \bar{r}_x 的栅舌的栅距 τ_x (米) 同第一级，叶片的弦长 B_x 也与第一级相同。

$$\text{故 } C_y = \frac{2\tau_x \cdot \Delta C_u}{B_x W_m} \quad \text{⑱}$$

升力系数 C_y 与冲角 α 的关系如下:

$$\alpha = \frac{C_y - 0.46}{0.06} \quad (\text{度}) \quad \text{⑲}$$

⑳求栅舌的安装角 θ_x :

$$\theta_x = \beta_m + \alpha \quad (\text{度}) \quad \text{㉑}$$

㉒校验叶片的级效率 η_h :

$$\eta_h \approx 1 - \mu' \frac{c_a \left(1 + \frac{c_a^2 + \left(\frac{\Delta C_u}{2}\right)^2}{W_m^2}\right)}{u \sin(\beta_m + \epsilon) \cdot \sin \beta_m} \quad \text{⑳}$$

$$\text{式中: } \mu' = 0.018(1 + C_y) + 0.04 \frac{\tau_x}{D(1-d)} \times \frac{1}{C_y} \quad \text{㉒}$$

将已知的各数值代入，得 η_n 值如与⑮式中所取的 η_n 值相差不大于0.005，则表明设计符合要求。否则需调查各数值重新进行计算。

2. 北票矿务局刘永民工程师试验组的方法(Ⅱ)

凡炭系统的风机改造工作，在黄勇健付教授的推动下出现了“百花齐放”、“百家争鸣”的大好局面。其中，北票矿务局刘永民工程师试验组的方法具有独特之处。他们的做法是：按照一定的扭曲角度做成模具，然后将By或70B₂型原有的直叶片加热，放到模具中压制成扭曲叶片。通过反复试验，他们认为扭曲12°效果较好。

3. 两种方法的比较

方法(I)：需根据每个需要改造风机的矿井的具体情况来进行设计计算，需根据新的计算设计，制作新的扭曲叶片，旧的直叶片则报废。但是它能满足各个矿井的具体要求，而且效率较高，由于设计计算比较复杂，制造加工工序多，所以不容易被现场所掌握，且不能利用旧有的叶片。

方法(Ⅱ)：改造后的叶片都按12°扭曲，所以不需对每个矿井进行复杂的计算；利用旧有的直叶片压制加工成扭曲叶片，不要重新制造新的叶片。由于这种方法不是根据各个矿的具体条件设计的，因此，有时对某些矿井的具体条件下，不能保持较高的效率。

从79年7月在北票台吉矿鉴定的结果来看，北票扭曲叶片与70B₂不扭曲叶片测定结果如图6所示表明，扭曲12°角的效率改善变化不大，分析其原因，可能有以下几个方面的因素。①扭曲12°角不是最佳扭曲角度；②叶片型形与永荣比较，明显的厚许多，故型形有改进的必要；③加热压制加工工艺比较粗糙，叶片表面光滑度差；④按12°扭曲角压制，未等冷却定型就从模具中取出，故容易变形，造成扭曲角度不一致，误差较大。

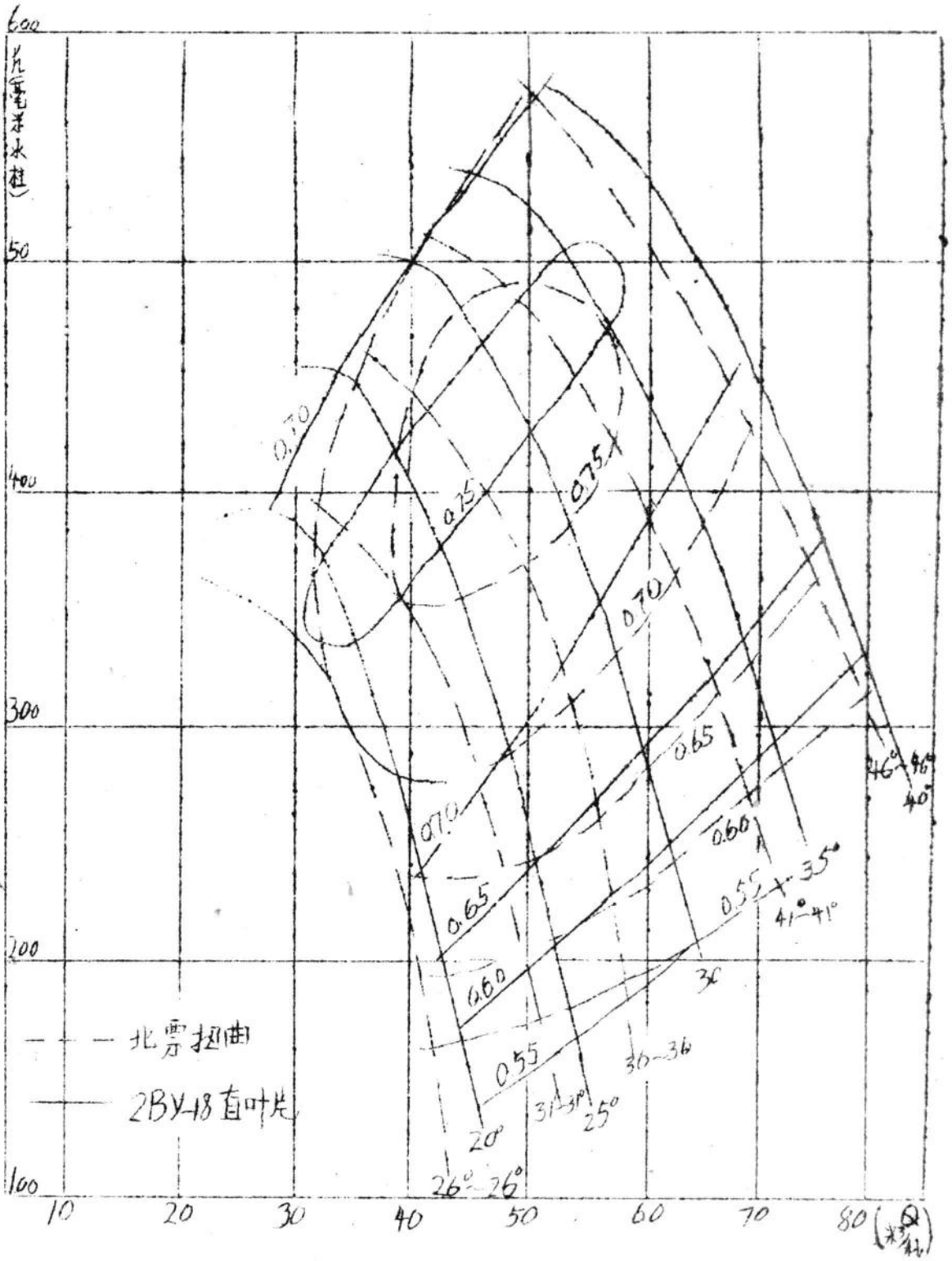


图6 北票扭曲叶片与70B₂不扭曲叶片性能对比

(三)

1、按黄勇健付教授的设计计标方法。采用刘永民工程师试验组的加工工艺。

从北票鉴定结果来看，永荣的扭曲叶片的效率最高。实践说明这种扭曲叶片的型形和设计计标方法是合理的。经济效果是好的。

因此，可以采用各家所长，即可以按黄勇健付教授的设计计标方法，制成模具，然后采用北票矿务局刘永民工程师试验组的加工工艺，将原有的BY和70B₂型风机的直叶片压制成所需要的型形和扭曲角度。如此，保证了最佳的效率，又避免了原有的直叶片的浪费。№18风机的直叶片每片价约7500元，每级16片，两级32片，仅此就可避免2400元的浪费，№24风机的直叶片，每片价约150.00元，两级仅叶片价为4800元。

2、关于扭曲叶片系列化的建议

从前边对方法(I)和(II)的分析比较可见，各有不足之处。方法(I)虽然可以得到较高效率，但是需每个矿进行复杂的设计计标。而且原有的直叶片报废，这妨碍现场推广使用。所以我想可以采取各家所长，将BY和70B₂的№12、№18、№24、№28各种不同型号的风机，改造后的叶片系列化，并绘制成新的改造后的风机性能曲线图。这样需要进行风机改造的单位，可以进行简单的改造叶片选型，而不需进行复杂的扭曲叶片设计计标工作。这样就能大大推动风机改造工作。

3、扭曲叶片系列化的初步设想

A) 扭曲叶片的设计计标

图1为风机样本上的2BY-18#型 $n = 1000$ 转/分， $\rho = 1.2$ 公斤/米³ 的风机性能曲线在每条安装角特性曲线上，取0.9 \times h最大点与 $\eta = 0.6$ 点的中间点1、2、3、4、5各点所对应的风量和风压进行扭曲叶片的设计计标。

以“3”点为例，按照黄勇健付教授的方法步骤进行计标。

(1). 已知条件：

①风机的叶轮直径 $D = 1.8$ 米；

②风机的级数 $i = 2$;

③风机的转数 $n = 1000$ 转/分;

④风机的叶片数 $Z_k = 16$ 片; 中导叶片数 $Z = 22$ 片;

⑤叶型弦长 $B_x = 0.24$ 米;

⑥轮毂比 $\bar{d} = 0.7$;

⑦要求通过风机的风势 $Q = 48$ 米³/秒;

⑧要求风机产生的静压力 $H_{静} = 360$ 毫米水柱。

(.) 改造设计方案的拟定

中、后导叶不动。只改两级叶片。

风压的分配 $H_{叶2} = 1 \sim 1.3 H_{叶1}$ 毫米水柱。

取一级叶片 $H_{叶1} = 160$ 毫米水柱。二级叶片 $H_{叶2} = 200$ 毫米水柱。

对于ND18# 风机用表5甲的3个栅百进行计算。

(3). 叶片气动力计算

第一级叶片计算

对ND18# 风机先计算 $\bar{r}_x = 0.87$ 栅百中断面各参数

①求轴向速度 C_a :

$$C_a = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - \bar{d}^2)} = \frac{48}{0.785 \times 1.8^2 \times (1 - 0.7^2)}$$
$$= 37 \text{ 米/秒}$$

②求圆周速度 u :

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \times \bar{r}_x = \frac{3.1416 \times 1.8 \times 1000}{60} \times 0.87$$
$$= 82 \text{ 米/秒}$$

③求旋扭速度增势 ΔC_u :

$$\Delta C_u = \frac{H_{叶1}}{\rho \eta_H \times u} = \frac{160}{0.122 \times 0.84 \times 82} = 19.04 \text{ 米/秒}$$