



全民節約用电 全民兴办电站

計算土汽輪机主要尺寸 的簡單方法

中共遼寧省委電力指揮部辦公室編

遼寧人民出版社

計算土汽輪机主要尺寸的簡單方法

中共辽宁省委电力指揮部办公室編

☆

辽宁人民出版社出版（沈阳市沈阳路二段高前里2号） 沈阳市书刊出版业营业登记证出字第1号
沈阳新华印刷厂印刷 辽宁省新华书店发行

787×1092 1/32 1印张·27,000字·印数：1 10,000 1958年11月第1版
1958年11月第1次印刷 统一书号：T 15090·68 定价(5)0.21元

編 者 的 話

我們編这本小冊子的目的是为了介紹計算土汽輪机主要尺寸的簡單方法，給更合理更經濟的制造土汽輪机提供技术上的参考資料。但，方法本身也不完善，仅供参考。特別是附表中所列数据，可能有不合理的地方，还需在實踐中进一步驗證和提高。我們热切希望各制造与安装土透平的单位，給我們提出寶貴的意見。

中共辽宁省委电力指揮部办公室

1958年10月28日

目 录

第一部分	热力計算.....	1
第二部分	噴管尺寸的計算.....	9
第三部分	动叶及导向叶片的尺寸計算.....	12
第四部分	汽輪机能力的計算.....	15
第五部分	其他問題.....	19
附表 1	計算土汽輪机主要尺寸的参考資料	
附表 2	土汽輪机主要尺寸一覽表	

土汽輪機的主要尺寸，这儿仅指噴嘴、叶片和輪盤，以及外壳的尺寸。它們的決定，一般是根据現有鍋爐的壓力和蒸汽流量，以及假設的排汽壓力進行的，而不是首先給定一个發電量，从而決定鍋爐的容量。現在仅以一个实例，來說明如何決定土汽輪機的主要尺寸，和在決定它們時應該考慮那些問題。

第一部分 熱力計算

1. 已知：汽輪機進汽壓力 $P_0 = 13$ 絕對大氣壓

汽輪機進汽溫度（飽和） $t_0 = 190^\circ\text{C}$

汽輪機進汽流量 $D_0 = 5000$ 公斤/小時

汽輪機的排汽壓力 $P_1 = 1.1$ 絕對大氣壓

（排汽壓力是自己預先根据需要假定的）

2. 決定汽輪機的級數：

為了確定汽輪機的級數，首先應該選擇最好的速度比 x （注），在選擇時可以參考圖1曲綫，根据一般經驗建議：

$$x = \frac{u}{c_1} = 0.5 \quad \text{單列速度級（圖2）}$$

$$x = \frac{u}{c_1} = 0.2 \sim 0.26 \quad \text{雙列速度級（圖3）}$$

注：速度比是指葉輪回轉速度與蒸汽噴射速度的比。

例如：葉輪圓周速度為100公尺/秒，噴汽速度為200公尺/秒，則速度比

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{100}{200} = 0.5$$

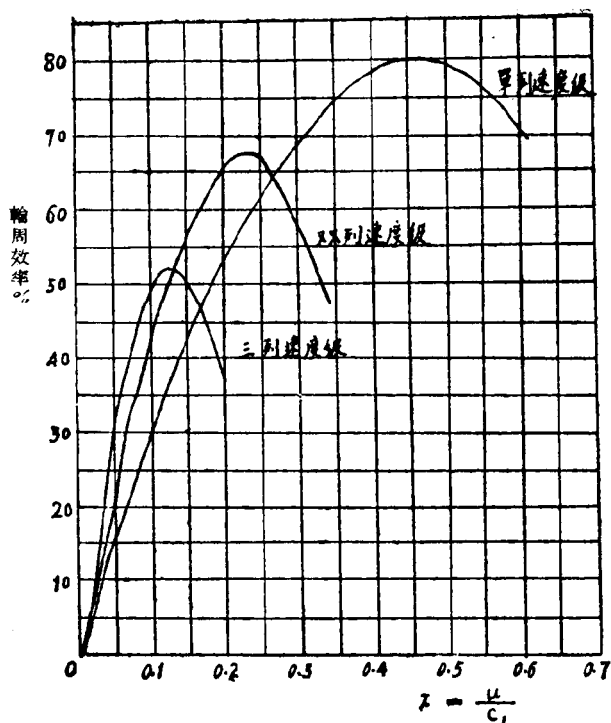


图 1

$$x = \frac{u}{c_1} = 0.10 \sim 0.18 \quad \text{三列速度級}$$

(見施亚新著：汽輪机上冊)

但，考虑到土汽輪机的輪盘在一般条件下都是用鋼鋁焊成的，为了顧及强度起見，速度比可以稍微較前列建議值小一些。所以，通常是采用二列或三列的速度級，只有当热降在 4 大卡/公斤以下时，才用单列速度級 ($u=100$ 公尺/秒时)。

这个数值應該如此選擇和确定：

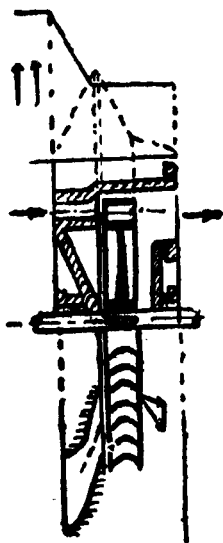


图2 单列速度级汽轮机

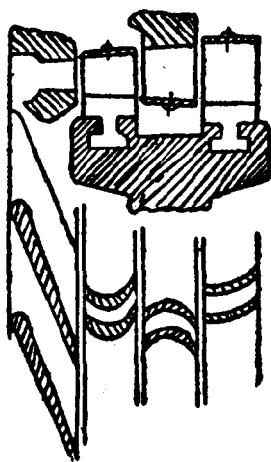


图3 具有两个速度级的汽轮机简图

首先在焓—熵曲线图上根据 P_0 及 t_0 查出初蒸汽焓 i_0 ，并依据排汽压力 P ，求出理想排汽焓 i_{it} ，从而决定理想焓降 h_0 (图4)。

$$h_0 = i_0 - i_{it} = 666 - 565 = 101 \text{ 大卡/公斤}$$

再求出喷嘴的理想射汽速度 c_{it}

$$c_{it} = 91.5 \sqrt{h_0} = 91.5 \times \sqrt{101} = 920 \text{ 公尺/秒}$$

喷嘴的实际射汽速度 $C_1 = \varphi \times c_{it} = 0.9 \times 920 = 827 \text{ 公尺/秒}$

式中： φ 是喷嘴摩擦系数，喷嘴做的尺寸合适，又很光滑者可达 $0.93 \sim 0.97$ 。

由于土汽轮机加工不很精密可取 0.9 ，甚至再低一些。

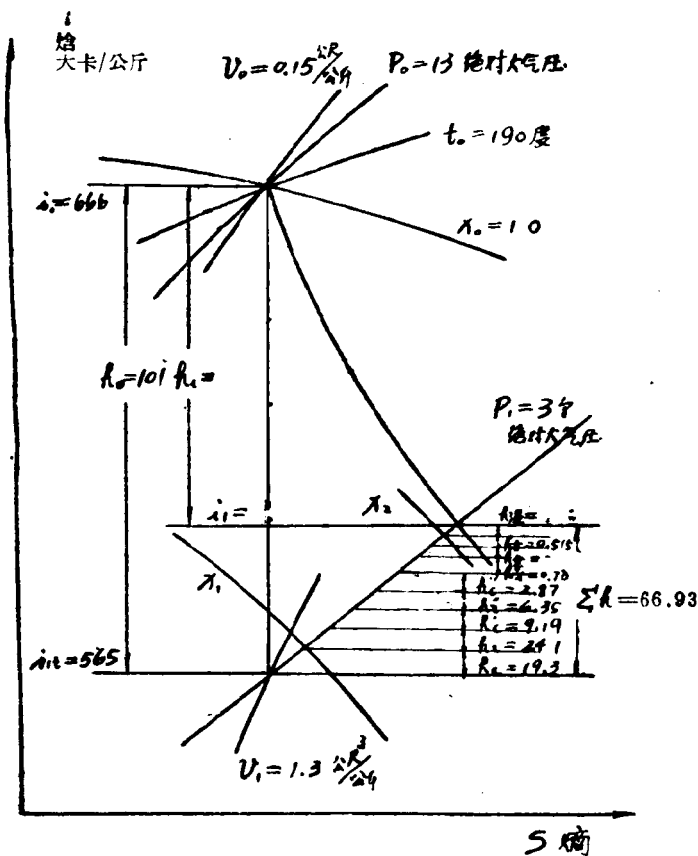


图 4 汽輪機的热力过程

然后，根据选定的 $\frac{u}{c_1}$ 例如：0.10 来求出圆周速度 u 。

$$u = \frac{u}{c_1} \times c_1 = 0.10 \times 827 = 82.7 \text{ 公尺/秒}$$

等厚度輪盤的最大切向應力，可用下式近似簡單的估計：

$$\sigma_n = 0.08 u^2 \text{ 公斤/平方公分}$$

對用普通鋼鍛焊成的輪盤，從強度方面考慮圓周速度小於100公尺/秒為宜。因此，我們使 $u=82.7$ 公尺/秒，決定作三列速度級，從而便可反復對比，確定出速度比和圓周速度，這樣輪盤的平均直徑 D_{cp} 也便決定了：

$$D_{cp} = \frac{60 \times u}{\pi n} = \frac{60 \times 82.7}{\pi \times 1500} = 1.05 \text{ 公尺}$$

n ——汽輪機轉速(轉/分)

建議一 在進行熱力計算的下一步之前，可參考一些經驗數據，這會使汽輪機更合理更經濟：

(1) 噴管射汽角 α_1 的選擇，建議

雙列速度級 $\alpha_1 = 14^\circ \sim 20^\circ$

三列速度級 $\alpha_1 = 20^\circ \sim 24^\circ$

(2) 雙列速度級的排汽角建議採用下列數值：

第一級動葉排汽角 $\beta_2 = 25^\circ$

第一列導葉排汽角 $\alpha_1' = 33^\circ$

第二級動葉排汽角 $\beta_1' = 45^\circ$

當採用下列的規律時，也可獲得較高的效率：

$$\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ$$

$$\alpha_1' = \alpha_2 - 8^\circ$$

$$\beta_1' = \beta_1' - 16^\circ$$

(3) 三列速度級的排汽角，可以採用

第一列(級)動葉： $\beta_2 = 26^\circ$

第一列導葉： $\alpha_1' = 30^\circ$

第二列(級)動葉： $\beta_2' = 34^\circ$

第二列導葉： $\alpha_1'' = 40^\circ$

第三列(級) 动叶: $\beta_3' = 45^\circ$

(4) 建議在設計叶片时, 使进汽角較計算值大 $2 \sim 5^\circ$, 这样会保証在进汽压力低于設計值时, 汽輪机仍然有足够高的效率。从图 5 可以看出, 由于进汽压力降低, 进汽速度由 c_1 降至 (c_1) 时, 进汽角作成 $\beta_1 + (2 \sim 5^\circ)$ 才合适。

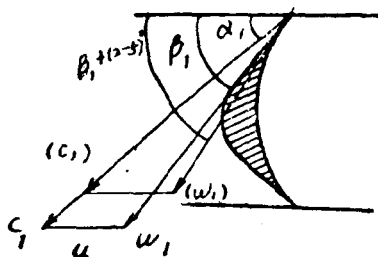


图 5 进汽压力低于設計值时工作情况对比

(5) 导叶及动叶的速度系数一般在叶片制作良好时可达 0.86 到 0.9, 土汽輪机可取 0.8 或稍低, 視加工情况决定。

3. 选 $\alpha_1 = 22^\circ$

4. 求第一級动叶进汽速度 w_1 及进汽角 β_1 和排汽角 β_2

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \times c_1 \times u \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{827^2 + 82.7^2 - 2 \times 827 \times 82.7 \times \cos 22^\circ} \\ &= 750 \text{ 公尺/秒} \end{aligned}$$

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{827 \times \sin 22^\circ}{750} = 0.412$$

查出 $\beta_1 = 24.4^\circ$

根据建議 (4): 取 $\beta_1 = 24.4^\circ + 3.6^\circ = 28^\circ$

取 $\beta_2 = \beta_1 = 25^\circ$ [一般情况下, 可取 $\beta_2 = \beta_1 - (2 \sim 6^\circ)$ 或 $\beta_2 = \beta_1$]

5. 求第一級动叶的相对排汽速度 w_2

$$w_2 = \varphi_1 \times w_1 = 0.8 \times 750 = 600 \text{ 公尺/秒}$$

式中 φ_1 为动叶速度系数, 根据建議 (5) 取 $\varphi_1 = 0.8$

6. 第一列动叶的排汽速度 c_2 及排汽角 α_2

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \times w_2 \times u \times \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{600^2 + 82.7^2 - 2 \times 600 \times 82.7 \times \cos 25^\circ} \\ &= 526 \text{ 公尺/秒} \end{aligned}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{600 \times \sin 25^\circ}{526} = 0.5$$

查出 $\alpha_2 = 30^\circ$

7. 根据建議 (4) 第一列导叶进汽角取为: $\alpha_1 + 2^\circ = 32^\circ$

第一列导叶的排汽角取为:

$$\alpha_1' = \alpha_2 = 30^\circ \text{ (和建議 (3) 符合)}$$

8. 第二列 (級) 动叶的进汽速度 c_1'

$$c_1' = \varphi_2 \times c_2 = 0.8 \times 526 = 447 \text{ 公尺/秒}$$

式中: φ_2 为第一列导叶的速度系数, 根据建議 (5) 取 $\varphi_2 = 0.8$

9. 求第二列 (級) 动叶的 w_1' , β_1' , β_2' :

$$\begin{aligned} w_1' &= \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2uc_1' \cos \alpha_1'} \\ &= \sqrt{447^2 + 82.7^2 - 2 \times 447 \times 82.7 \times \cos 30^\circ} \\ &= 385 \text{ 公尺/秒} \end{aligned}$$

$$\sin \beta_1' = \frac{c_1' \times \sin \alpha_1'}{w_1'} = \frac{447 \times \sin 30^\circ}{385} = 0.58$$

查出 $\beta_1' = 35.5^\circ$, 根据建議 (4) 取:

$$\beta_1' = 35.5 + 2.5 = 38^\circ$$

根据建議 (3) 可取成:

$$\beta_1' = 35.5^\circ - 1.5^\circ = 34^\circ$$

10. 求第二列 (級) 动叶的 w_2' , c_2' 及 α_2' :

根据建議 (5) 取其速度系数 $\varphi_3 = 0.8$, 則:

$$w_2' = w_1' \times \varphi_3 = 0.8 \times 385 = 308 \text{公尺/秒}$$

$$\begin{aligned} c_2' &= \sqrt{w_2'^2 + u^2 - 2 \times w_2' \times u \times \cos \beta_2'} \\ &= \sqrt{308^2 + 82.7^2 - 2 \times 308 \times 82.7 \times \cos 34^\circ} \\ &= 243 \text{公尺/秒} \end{aligned}$$

$$\sin \alpha_2' = \frac{w_2' \sin \beta_2'}{c_2'} = \frac{308 \times \sin 34^\circ}{243} = 0.708$$

查出: $\alpha_2' = 45^\circ$

11. 第二列导向叶片的进汽角, 根据建議 (4) 可取为:

$$\alpha_1' + 3^\circ = 48^\circ$$

而排汽角, 为了满足建議 (3) 的要求可取成:

$$\alpha_1'' = 45^\circ - 5^\circ = 40^\circ$$

12. 求第三列 (級) 的进汽数值 c_1'' , w_1'' , β_1''

$$c_1'' = c_2' \times \varphi_4 = 243 \times 0.8 = 187 \text{公尺/秒}$$

式中: 其速度系数取为 0.8, 参考建議 (5)

$$\begin{aligned} w_1'' &= \sqrt{c_1''^2 + u^2 - 2 \times c_1'' \times u \times \cos \alpha_1''} \\ &= \sqrt{187^2 + 82.7^2 - 2 \times 187 \times 82.7 \times \cos 40^\circ} \\ &= 135 \text{公尺/秒} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sin \beta_1'' &= \frac{c_1'' \times \sin \alpha_1''}{w_1''} = \frac{187 \times \sin 40^\circ}{135} \\ &= 0.892 \end{aligned}$$

查出 $\beta_1'' = 63^\circ$ 根据建議 (4) 取 $\beta_1'' = 65^\circ$

13. 决定第三列 (級) 动叶的排汽数值 β_2'' , w_2'' , c_2''
排汽角根据建議 (3) 可取为;

$$\beta_1'' = 63^\circ - 18^\circ = 45^\circ$$

根据建議 (5) 取 $\varphi_5 = 0.8$, 則:

$$w_1'' = \varphi_5 \times w_1' = 0.8 \times 135 = 108 \text{ 公尺/秒}$$

$$\begin{aligned} c_1'' &= \sqrt{w_1''^2 + u^2 - 2 \times w_1'' \times u \times \cos \beta_1''} \\ &= \sqrt{108^2 + 82.7^2 - 2 \times 108 \times 82.7 \times \cos 45^\circ} \\ &= 78.1 \text{ 公尺/秒} \end{aligned}$$

第二部分 噴管尺寸的計算

建議二

(6) 为了保証汽輪机有較高的效率, 噴管的喉部寬度 b_k 不小于 6 公厘; 噴管的高度 l 不小于 20 公厘; 噴管的扩散角度 $\gamma = 6 \sim 12^\circ$; 噴管的寬度可取为 $(3 \sim 4) b_k$; 噴管壁厚可取为 $S_0 = 1.0$ 公厘。

(7) 考虑进汽压力降低时, 汽輪机的能力有所降低, 噴嘴数目可較計算数目多二、三个。

(8) 为了操作方便和穩步地控制汽輪机的負荷, 噴管可分成二組。

(9) 过热蒸汽的临界压力比 $\nu_{kp} = 0.546$

饱和蒸汽的临界压力比 $\nu_{kp} = 0.577$

当噴管后压力 P_1 与进汽压力 P_0 之比小于 ν_{kp} 时采用漸縮漸扩噴管, P_1/P_0 大于 ν_{kp} 时采用漸縮的噴管。前者采用漸縮漸扩噴管的目的和必要性在于使蒸汽按照固定的方向膨胀, 并得以充分合理的应用。

(10) 为了制造加工方便, 噴管的高度和寬度不要同时变, 通常使高度 l 不变。

(11) 收縮噴管的尺寸可以这样的决定 (图 6): 进口部

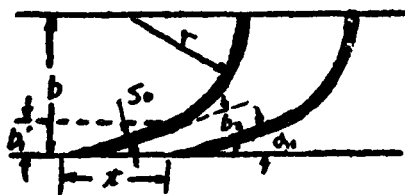


图 6 收缩式喷管

分的弯曲半径 r 可以这样决定, 使喷管宽度 b 和喷管壁直线部分宽度 b_s' 之比例为 5 比 1 (可是实际上常作得小于之比例); b_s 与 r 之比可等于 0.5 到 0.6, 这样便可决定最小截面宽度。或者决定最小截面后, 根据上述情况决定各尺寸。在此情况下对铸入喷管节距 t 可近似地按下式求:

$$t = \frac{b_s}{(0.9 \sim 0.95) \sin \alpha_s}$$

14. 决定喷管的形式:

压力比 $P_1/P_0 = \frac{1.1}{13} = 0.0846$

根据建议 (9) 采用渐缩渐扩的喷管, 计算方法如后。

15. 求喷管喉部截面 (即最小截面) 处的横截面积 F_{kp} , 及喷管数目 Z :

$$\begin{aligned} F_{kp} &= \frac{D_0}{3600 \times 203 \sqrt{\frac{P_0}{V_0}}} = \frac{5000}{3600 \times 203 \sqrt{13/0.15}} \\ &= 0.000737 \text{ 公尺}^2 \end{aligned}$$

式中: V_0 为进汽压力 P_0 和进汽温度 t_0 决定的进汽比容, 公尺³/公斤。

根据建議(6)取喉部寬度 $b_k = 7$ 公厘, 噴管高 $l = 20$ 公厘 (图7)。

噴管数,

$$z = \frac{F_{kp}}{b_k \times l} = \frac{0.000737}{0.007 \times 0.02} = 5.26 \text{ (个)}$$

根据建議(7)取 $z = 6$ 个, 分为兩組, 用两个汽門控制。

16. 噴管出口尺寸:

出口面积:

$$F_1 = \frac{G_s \times v_1}{c_1} = \frac{1.39 \times 1.3}{827} = 0.00219 \text{ 公尺}^2$$

式中: G_s 为每秒进汽流量, $G_s = \frac{D_0}{3600}$ 公斤/秒, v_1 为排汽比容 (公尺³/公斤)

根据建議(10), 使出口处噴管高度与喉部高度相同, 即 $l = 20$ 公厘, 則出口寬度为:

$$b_a = \frac{F_1}{z \times l} = \frac{0.00219}{5.25 \times 0.02} = 0.0208 \approx 21 \text{ 公厘}$$

17. 噴管扩散长度 L :

根据建議(6)扩散角 r 取为 12° , 則:

$$L = \frac{b_a - b_k}{2 \operatorname{tg} \frac{r}{2}} = \frac{21 - 7}{2 \times \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 70 \text{ 公厘}$$

18. 噴管的节矩 t 及安装弧度 ρ :

$$t = \frac{b_a}{(0.9 \sim 0.95) \sin \alpha_1} = \frac{21}{0.95 \times \sin 22^\circ} = 66.6 \text{ 公厘}$$

$$\rho = \frac{z \times t \times 360^\circ}{\pi \times D_{cp}} = \frac{6 \times 66.6 \times 360^\circ}{\pi \times 1.05} = 43.3^\circ$$

第三部分 动叶及导向叶片的尺寸計算

建議三

(12) 叶片(动叶和导叶)的寬度一般是20公厘, 叶片的节矩可取为(0.9~1.3) 曲率半徑。

(13) 由于蒸汽速度自前而后逐漸降低, 而流量不变, 所以叶片的高度必須逐漸增高。一般后边叶片的进口高度可較前边叶片的出口高度大(2~4) 公厘。

(14) 导叶安装弧度較噴管的安装弧度 ρ 稍大即可。安装部位也和噴管相同。

(15) 动叶頂端一般情况下可不装圍板, 但导叶頂端为了减少漏汽損失, 最好装圍板。

(16) 叶片的出口厚度 S_1 可取为 0.3 到 0.5 公厘 (图 7)。

(17) 若叶片采用焊接加工制作, 叶高应較計算 (即工作部分高) 值高 2~3 公厘 (这是加工余量)。

而每个叶片的出口高度又較进口高度大 2~4 公厘, 或者說是入口高度的 1.1 到 1.2 倍。叶片的速度系数为 0.9 及 0.8 时, 分别为 1.1 及 1.2 倍。为了加工方便, 在制造叶片时, 高度也可作成出入口高度的平均值。

19. 第一級动叶片 (图 7) :

① 根据建議(12) 取叶片寬度 $b_1 = 25$ 公厘, 則其曲率半徑为:

$$R_1 = \frac{b_1}{\cos(20) + \cos \beta_1} = \frac{25}{\cos 28^\circ + \cos 26^\circ} = 14 \text{ 公厘}$$

② 根据建議 (12) 节矩为:

$$t_1 = 1.3 R_1 = 1.3 \times 14 = 18.2 \text{ 公厘}$$

③ 第一級輪盘安装叶片数目:

$$Z_1 = \frac{\pi \times D_{cp}}{t_1} = \frac{\pi \times 1.05}{0.0182} = 181 \text{ (个)}$$

④根据建議 (13) 叶片高度可取为:

入口高度: $l_1' = 1 + 2 = 20 + 2 = 22$ 公厘

出口高度: $l_1'' = l_1' + 2 = 22 + 2 = 24$ 公厘

平均高度: $l_{cp1} = (l_1' + l_1'') / 2 = 23$ 公厘

20. 第一列导叶 (图 7):

①根据建議 (12), 取导叶宽度 $b_2 = 25$ 公厘

②曲率半徑 (內弧半徑)

$$R_2 = \frac{b_2}{\cos[\alpha_2 + (2-4)^\circ] + \cos \alpha_1'} = \frac{25}{\cos 32^\circ + \cos 30^\circ} \\ = 14.65 \text{ 公厘}$$

③根据建議 (12) 节矩为:

$$t_2 = 1.3 R_2 = 1.3 \times 14.65 = 19 \text{ 公厘}$$

④叶片数目可根据建議 (14) 求出:

$$z_2 = \frac{z \times t}{t_2} = \frac{6 \times 66.6}{19} = 21 \text{ (个)}$$

取 $z_2 = 30$ 个

⑤根据建議 (13) 高度可取为:

入口高度 $l_2' = 24 + 2 = 26$ 公厘

出口高度 $l_2'' = 26 + 2 = 28$ 公厘

平均高度 $l_{cp2} = 27$ 公厘

21. 第二級动叶片 (图 7):

根据建議二中各項可求出:

①取寬度 $b_3 = 25$ 公厘

②曲率半徑:

$$R_3 = \frac{b_3}{\cos(30^\circ) + \cos \alpha_2'} = 15.6 \text{ 公厘}$$

③取节矩: $t_3 = 1.3 R_3 = 1.3 \times 15.6 = 20.3$ 公厘。