

秘 密 资 料

编 号:

FTLC 型叶轮系列的研制 (总结)

透平冷冻机小型叶轮性能的研究

第 一 机 械 工 业 部 情 报 所

绪 言

透平冷冻机及透平鼓风机等透平机械,往往采用同一机壳,仅更换其叶轮、扩压器及电动机等部件的办法来适应所需风量范围,以期达到部件的通用化和降低成本的要求。这里将同一外径的一系列叶轮称之为叶轮系列。

为了使成批生产的采用高压冷媒 F-12 的新型透平冷冻机(以下称 FTLC 型透平冷冻机,以前使用的冷媒是低压冷媒 F-11)达到系列化,而研制了该机所用的叶轮系列。

FTLC 型透平冷冻机的压缩机体积,比以前的透平冷冻机(以下称 FTLS 型透平冷冻机)的显著缩小,叶轮外径缩小 $1/3$ 左右,叶轮在成本中所占比例也比较小。因此估计,使叶轮以外的部件通用,而使叶轮能在广泛范围内适用的作法,对降低成本比较有利。故把扩大原有的系列范围定为研究目标。然而却担心,如将叶轮系列范围扩大会产生蜗壳匹配不当以及因比转速的变化而导致效率降低等问题。因此,探讨了冷冻量为 30.2、37.8、48.4 和 60.5 万大卡/时的四种叶轮系列的流体性能。

在叶轮设计时,根据过去的对叶轮、扩压器及蜗壳等压缩机各部件的损失进行分析,进一步考虑了成批生产的各种工艺条件等问题,选择最佳化叶轮的各主要参数。

将设计制造的四种叶轮安装到气体循环试验机和成品机上进行了性能试验,其结果,如第一篇中间报告所述,各叶轮都已大致达到当初的设计值。

其后又继续补作了详细的试验验证,现将该结果一并加以综合整理写出以下的报告。

第一章 叶轮系列的规划

第一节 叶轮系列的研究和设计规划

一般来说,确定用一个通用机壳来包括几个机种用的这种叶轮系列是一个相当麻烦的问题,因为它涉及到压缩机效率的变化、所需冷冻量的分配、压缩机部分的成本及其在整个冷冻机中所占的比例以及工厂的生产能力等多种因素。

如前言所述,FTLC型透平冷冻机由于将其叶轮显著缩小,估计可以包括各个机种,但究竟适于几个机种用为宜的问题,现因无详细资料而不易确定。为此,同用户协商的结果,将以往的两个机种通用一个机壳改为三个机种通用一个机壳。

另外,在30.2~60.5万大卡/时的叶轮系列中,由于对30.2万大卡/时的机种的需要量比较少,故可忽视其效率的降低,而再追加一个机种,最后变为四个机种。

图1表示FTLC型透平冷冻机叶轮系列与冷冻量的关系。为了便于进行比较起见,将FTLS型透平冷冻机系列也一并列出。

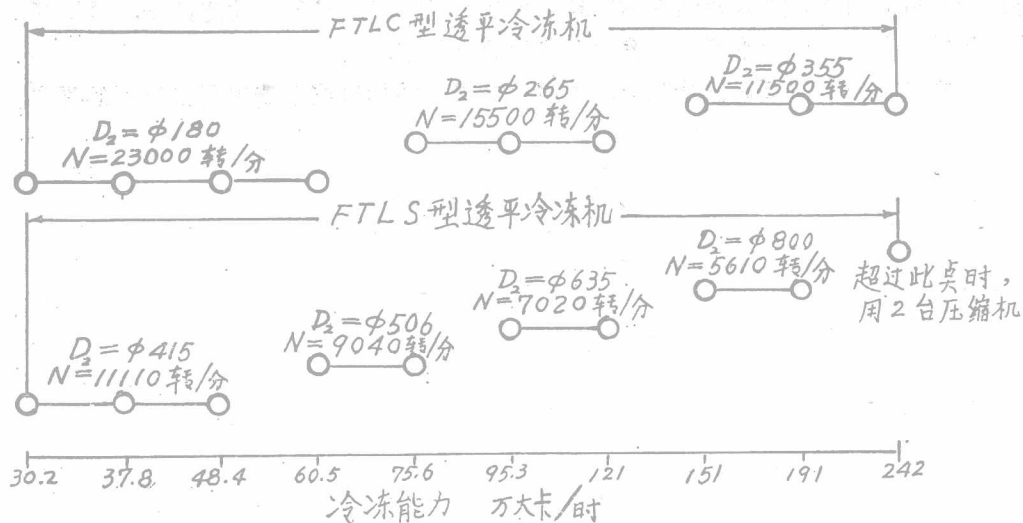


图1 FTLC型和FTLS型透平冷冻机系列

这次对冷冻量为30.2~60.5万大卡/时四个机种的叶轮系列用小型叶轮进行了性能研究。

下面研究了各机种的成品机和试验机的设计参数。表1列出了四个机种的成品压缩机参数。

由于成品机和试验机所用的轴承及增速齿轮等传动装置不同,所以下面研究为了使成品机达到表1所列的设计性能,气体循环试验机应达到的性能。

假设成品机和试验机的绝热效率 η_{ad} 相等,则总绝热效率与绝热效率之间有下列的关系。

$$\text{成品机} \quad \eta_{lad} = \eta_{ad} \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (1.1)$$

$$\text{试验机} \quad \eta_{ladM} = \eta_{ad} \cdot \eta_{mM} \cdot \eta_{vM} \quad (1.2)$$

式中 η_m ——机械效率

η_v ——容积效率

脚注 M 表示试验机

表 1 30.2~60.5 万大卡/时压缩机的参数

名 称	符 号	单 位	冷 量 (万大卡/时)			
			30.2	37.8	48.4	60.5
重量流量	G	公斤/分	183.5	229	293	367
蒸发气量	V_e	米 ³ /分	10.2	12.6	16.3	20.2
蒸发温度	t_e	°C	0.87	0.87	0.87	0.87
蒸发压力	P_e	公斤/厘米 ² 绝对	3.25	3.25	3.25	3.25
冷凝温度	t_c	°C	40.8	40.8	40.8	40.8
冷凝压力	P_c	公斤/厘米 ² 绝对	9.9	9.95	9.95	9.95
绝热压头	H_{ad}	公斤·米/公斤	2080	2080	2080	2080
理论功率	B_{th}	千瓦	62.4	78.2	100	125
总绝热效率	η_{lad}	%	62.0	63.5	67.0	69.5
轴功率	M_0	千瓦	100.5	123	149.4	180
单位冷量的轴功率	M_0/θ_e	千瓦/(万大卡/时)	3.323	3.253	3.087	2.976

从 (1.1) 式和 (1.2) 式求出 η_{lad} 和 η_{ladM} 之间的关系如下式:

$$\eta_{ladM} = \eta_{lad} \frac{\eta_{mM} \cdot \eta_{vM}}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (1.3)$$

因迷宫式密封装置等机械元件, 成品机的和试验机的是相同的, 故可以认为 $\eta_{vM} = \eta_v$, 结果将 (1.3) 式化为下式:

$$\eta_{ladM} = \frac{\eta_{mM} \cdot \eta_{lad}}{\eta_m} \quad (1.4)$$

然而无论是成品机还是试验机, 要想准确地估计其实际运转时的机械效率都是相当困难的。因此, 在下面进行的计算中不得不采用许多假定。所以其计算结果仅表示一个大致的数据。

60.5 万大卡/时冷冻机的压缩机的成品机和试验机, 当其轴功率分别为 180KW 和 88 KW 时, 假定其机械效率分别为 $\eta_m = 92\%$ 和 $\eta_{mM} = 92.5\%$, 按各机种分别计算出来的成品机和试验机的机械效率如表 2 所列。

表 2 成品机和模型机的 η_m 、 η_{lad}

效 率 \ 冷 量	30.2 万大卡/时	37.8 万大卡/时	48.4 万大卡/时	60.5 万大卡/时
$\eta_m(\%)$	85.7	88.3	90.4	92
$\eta_{mM}(\%)$	86.5	89.0	91.0	92.5
$\eta_{lad}(\%)$	61.5	63.5	67.0	69.5
$\eta_{ladM}(\%)$	62.0	64.0	67.4	70.0

再将成品机的设计总绝热效率用 (1.4) 式换算为试验机的总绝热效率, 列于表 2 的下部。

根据以上探讨的结果, 将试验机中压缩机的最终设计性能, 分别按机种列出, 如表 3 所示。另外, 假设蒸发器到压缩机进口损失压头为 20 米, 对绝热压头进行修正, 而且对进气量也按上述损失进行了修正。

表 3 试验机的设计性能

规 格 \ 冷 量	30.2 万大卡/时	37.8 万大卡/时	48.4 万大卡/时	60.5 万大卡/时
H_{ad} (公斤·米/公斤)	2100	2100	2100	2100
θ_s (米 ³ /分)	10.5	12.9	16.5	20.5
η_{lad} (%)	62.0	64.0	67.4	70.0
N (转/分)	23000	23000	23000	23000

第二节 叶轮的规划

下面研究的是, 为满足前一节的设计值, 应如何选择叶轮各参数的问题。

如上所述, 由于设计总绝热效率中包含着不准确的机械效率, 故在试验中对表示流体性能的绝热效率予以重视, 如果它能大致上达到目标值, 就把它安装在成品机上作性能试验, 最后使它达到设计要求。这里所用的方法是, 推导出表示叶轮、扩压器和蜗壳等压缩机各部件的损失公式, 在各种条件下均能满足设计点, 而且确定绝热效率为最高的叶轮各参数。

图 2 是对下文进行说明用的压缩机主要参数和速度三角形。图 3 将压缩机各部分的状态用焓—熵图线表示。这样, 绝热效率 η_{ad} 就由下列一些内容组成:

$$\eta_{ad} = \frac{h_{th} - (\Delta h_{sf} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sec} + \Delta h_{mi} + \Delta h_{rd} + \Delta h_{sc})}{h_{th} + \Delta h_{ls} + \Delta h_{df}}$$

(1.5)

- 式中
- h_{th} ——无因次理论绝热压头

Δh_{sf} ——叶轮内摩擦损失引起的无因次损失压头

Δh_{bl} ——叶轮表面边界层分离引起的无因次损失压头

Δh_{sec} ——叶轮内二次流引起的无因次损失压头

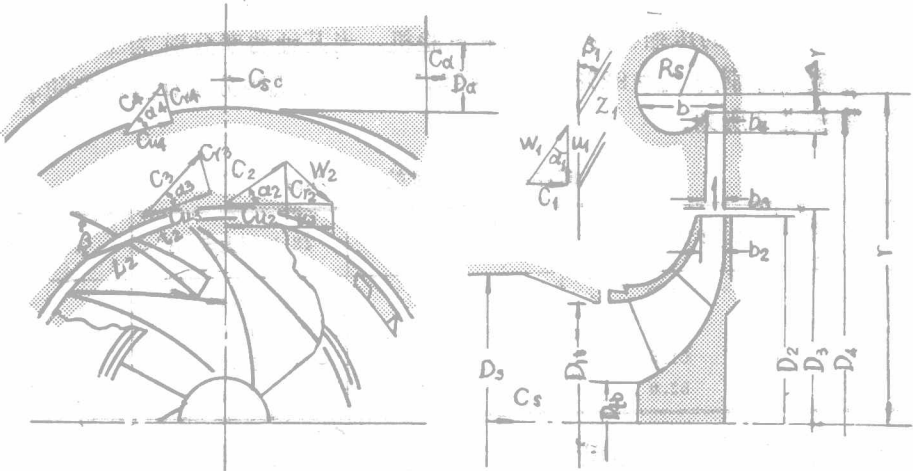
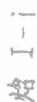


图 2 压缩机的主要参数

图 3 $i-S$ 线图 Δh_{mi} ——扩压器进口处混合损失引起的无因次损失压头 Δh_{vld} ——无叶扩压器内摩擦损失引起的无因次损失压头 Δh_{sc} ——蜗室内冲击和摩擦损失引起的无因次损失压头 Δh_{lk} ——泄漏损失引起的无因次损失压头 Δh_{af} ——轮盘摩擦损失引起的无因次损失压头

这里 (1.5) 式中的 Δh_{lk} 项, 一般比其他项要小得多, 可以忽略不计。此外, 由于 Δh_{mi} 与 Δh_{rld} 两项很难分开, 故将此项包含在 Δh_{rld} 项中一并予以考虑。

下面推导表示各种损失的公式。

理论压头为 H_{th} , 圆周速度为 u_2 并且 H_{th} 可以从欧拉方程求出, 故 h_{th} 可得下式:

$$h_{th} = \frac{H_{th}}{u_2^2/g} = \frac{C_{u2}u_2 - \overline{C_{u1}u_1}}{u_2^2} \quad (1.6)$$

设摩擦损失引起的损失压头为 ΔH_{sf} , 认为与管道内摩擦损失的情况相同, 设流道长度为 L_b , 平均水力直径为 d_b , 平均速度为 $\overline{W}$, 摩擦损失系数为 C_{fb} , 则 Δh_{sf} 如下式所示:

$$\Delta h_{sf} = \frac{\Delta H_{sf}}{u_2^2/g} = 2C_{fb} \frac{L_b}{d_b} \left(\frac{\bar{W}}{u_2} \right)^2 \quad (1.7)$$

式中 L_b 、 d_b 、 $\overline{W}$ 和 C_{fb} ，参考了文献^{〔1〕}等资料，采用下列各式：

$$L_b = \frac{\pi}{8} \left(2D_2 - \frac{3D_{1t} + D_{1b}}{2} + b_2 \right) \left(\frac{2}{\frac{\sin\beta_{1t} + \sin\beta_{1b}}{2} + \sin\beta_2} \right) \quad (1.8)$$

$$d_b = \frac{D_2 \sin \beta_2}{\frac{Z_2}{\pi} + \frac{D_2 \sin \beta_2}{b_2}} + \frac{\left(\frac{D_{1f} + D_{1b}}{2} \right) \left(\frac{\sin \beta_{1f} + \sin \beta_{1b}}{2} \right)}{\frac{Z_2}{\pi} + \left(\frac{D_{1f} + D_{1b}}{D_{1f} - D_{1b}} \right) \left(\frac{\sin \beta_{1f} + \sin \beta_{1b}}{2} \right)} \quad (1.9)$$

$$\overline{W} = \frac{\overline{W}_{1f} + W_2 + W_{1b} + W_2}{4} \quad (1.10)$$

Δh_{bl} 根据下述一些考虑来进行推导。

在叶轮中，最担心产生边界层分离的部位是在减速最大的前盖盘上，这个部位的叶片的压力面和负压面上的速度分布，一般如图 4 所示。

设紊流边界层出口运动量厚度为 θ_2 ，其最大速度为 $W_{\max}$ ，最小速度为 $W_{\min}$ ，则近似地求出 θ_2 为下式：

$$\theta_2 = 0.001 L b \left(\frac{W_{\max}}{W_{\sin}} \right)^{4.5} \quad (1.11)$$

其次，Rose 和 Roberison 等^[2]对圆锥扩压器也推导出同样的公式，并给出运动量厚度和总压损失之间的关系如下式：

$$\Delta P = \frac{2 Z_2 \theta_2}{2 \pi r_2} \frac{\rho W_2^2}{2g} \quad (1.12)$$

用 (1.1) 和 (1.12) 式求叶片的压力面和负压面的损失得出下式：

$$\Delta h_{bl} = \frac{\Delta P_{\text{负压}} + \Delta P_{\text{压力}}}{\frac{\rho u_2^2}{g}} = 0.001 \frac{Z_2 L b}{\pi D_2} \left(\frac{W_2}{u_2} \right)^2 \left\{ \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \right)^{4.5}_{\text{负压}} + \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \right)^{4.5}_{\text{压力}} \right\} \quad (1.13)$$

参照图 4 求压力面和负压面上的 $W_{\max}$ 和 $W_{\min}$ ，经整理后变为下式：

$$\Delta h_{bl} = 0.001 \frac{Z_2 L b}{\pi D_2} \left(\frac{W_{1f}}{u_2^2} \right)^2 \left\{ \left(\frac{W_{1\max}}{W_2} \right)^{4.5} + \left(\frac{W_{1f}}{W_2} \right)^{4.5} \right\} \quad (1.14)$$

$$= 0.001 \frac{Z_2 L b}{\pi D_2} \left(\frac{W_{1f}}{u_2} \right)^2 \left\{ \frac{W_{\max}^{4.5}}{W_2^{2.5} W_{1f}^2} + \left(\frac{W_{1f}}{W_2} \right)^{2.5} \right\} \quad (1.15)$$

由于未规定叶轮的详细形状，所以也就无法求出 (1.15) 式中的 $W_{1\max}$ 值。因此，只好根据以往的资料近似地假设 $W_{1\max} = 1.05 W_{1f}$ 来进行计算。

Δh_{ss} 根据下述的考虑推导出下列计算式。

叶轮内产生的二次流是非常复杂的，关于其机理的阐明和计算损失用公式的推导等刚开始研究，是一个有待解决的重大问题。在这种情况下，本文只作为一种探讨，考虑了下述问题。

首先分析一下子午面的流动，如图 5 a 所示。主流的速度和叶片表面上边界层内的速度有显著的差别，因此，将叶轮弯曲部分折弯时，产生一种具有与子午面呈垂直的分速度的二次流。

设该分速度为 C_n ，则可近似地列出下式：

$$C_n = \frac{\partial C_n}{\partial r} \sim \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{W^2}{2} \right) \quad (1.16)$$

对 (1.16) 式从轮盘到盖盘的区间进行积分，则变为下式：

$$C_n^2 \sim W_s^2 - W_h^2 \quad (1.17)$$

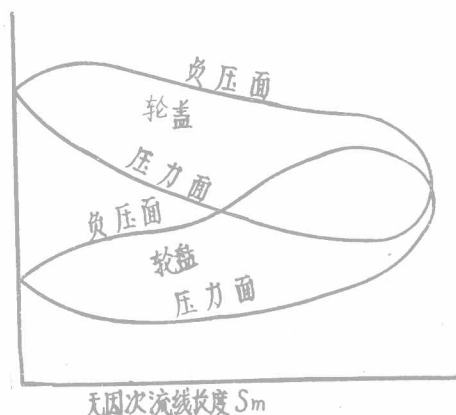


图 4 前盖盘和轮盘上的相对速度分布

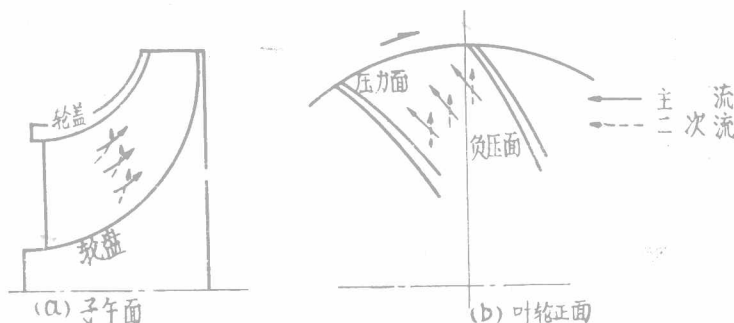


图5 叶轮内的二次流

认为此值是表示二次流损失的一个指标。

其次，如图5(b)所示，当叶轮作功时，在叶轮叶片的压力面和负压面之间产压力差，由于这种压力差而产生带有边界层移动的二次流。准备把叶片间的压力系数作为一个表示这种二次流损失的指标。设压力面的静压和相对速度分别为 $p_{\text{压力}}$ 和 $W_{\text{压力}}$ ，负压面的静压相对速度分别为 $p_{\text{负压}}$ 和 $W_{\text{负压}}$ 时，则可得出下式：

$$\frac{p_{\text{压力}} - p_{\text{负压}}}{\frac{1}{2} \rho W^2} \sim \frac{W_{\text{负压}}^2 - W_{\text{压力}}^2}{W^2} \quad (1.18)$$

如果想求(1.18)式中的 $W_{\text{负压}}$ 和 $W_{\text{压力}}$ 的值，须要有叶轮的详细形状，并且其计算也相当复杂，故用(1.17)来代表。另外，用速度差最大的进口处的值，作为(1.17)式中盖盘与轮盘的相对速度，再根据以往的2、3个叶轮的计算结果来确定常数，便可把 Δh_{sec} 列成下式：

$$\Delta h_{\text{sec}} = \frac{0.034 (W_{1t}^2 - W_{1b}^2)}{u_2^2} \quad (1.19)$$

当认为无叶扩压器内的损失只有摩擦损失，设此时的损失压头为 $\Delta H_{3 \sim 4}$ 时，则 Δh_{rld} 变为下式：

$$\Delta h_{rld} = \frac{\Delta H_{3 \sim 4}}{\frac{u_2^2}{g}} = \int_3^4 \frac{C_f}{2m} \left(\frac{C}{u_2} \right)^2 ds \quad (1.20)$$

式中 C_f ——摩擦损失系数

m ——水力半径 (对平行壁的 $m = \frac{b_s}{2}$ ， b_s 为扩压器进口宽度)

C ——扩压器内的速度

ds ——扩压器沿流线测量的一个微小距离

当扩压器内任意点的半径为 r ，扩压器进口半径为 r_3 ，气流角为 α 时，则 ds 可近似地用下式表示：

$$ds \approx \frac{dr}{\sin \alpha} = \frac{r_3}{\sin \alpha} dR \quad (1.21)$$

式中 $R = \frac{r}{r_3}$

用(1.21)式将(1.20)式化成无因次的，则变为下式：

$$\begin{aligned}\Delta h_{rld} &= \int_1^{R_4} \frac{C_f r_3}{b_s} \left(\frac{C}{u_2} \right)^2 \frac{dR}{\sin \alpha} = \frac{r_3}{b_3} \int_1^{R_4} C_f (1 + \cot^2 \alpha)^{1/2} \frac{\frac{C^2}{gKRT}}{\frac{u_2^2}{gKRT_t} \cdot \frac{T_t}{T}} dR \\ &= \frac{1}{M_{u2t}} \int_1^{R_4} \frac{\xi M^2 (1 + \cot^2 \alpha)^{1/2}}{1 + \frac{K-1}{2} M^2} dR\end{aligned}\quad (1.22)$$

式中 $M_{u2t} = \frac{u_2}{\sqrt{gKRT_t}}$

$$\xi = C_f \frac{r_3}{b_s}$$

设总温为 T_t ，壁温为 T_w ，并引用了文献^[3]，则 (1.22) 式中， M^2 及 $\cot \alpha$ 与 R 之间的关系如下式（包含 ξ ）：

$$\frac{1}{T_t} \frac{dT_t}{dR} = \frac{\xi}{H \sin \alpha} \left(\frac{T_w}{T_t} - 1 \right) \quad (1.23)$$

$$\begin{aligned}\frac{1}{M^2} \frac{dM^2}{dR} &= \frac{2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{M^2 - \cot^2 \alpha - 1} \left\{ - (1 + kM^2 - \cot^2 \alpha) \frac{1}{2T_t} \frac{dT_t}{dR} \right. \\ &\quad \left. + (\cot^2 \alpha + kM^2) (\cot^2 \alpha + 1)^{1/2} \frac{\xi}{H} + \frac{1}{H} \frac{dH}{dR} + (\cos^2 \alpha +) \frac{1}{R} \right\}\end{aligned}\quad (1.24)$$

$$\begin{aligned}\frac{1}{\cot \alpha} \frac{d \cot \alpha}{dR} &= \frac{\cot^2 \alpha + 1}{M^2 - \cot^2 \alpha - 1} \left\{ \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \frac{1}{T_t} \frac{dT_t}{dR} \right. \\ &\quad \left. + (\cot^2 \alpha + 1)^{1/2} (1 + (k-1)M^2) \frac{\xi}{H} - \frac{1}{H} \frac{dH}{dR} - \frac{M^2}{R} \right\}\end{aligned}\quad (1.25)$$

式中 $H = \frac{b}{b_s}$

k ：比热比

如果给定扩压器进口（即 $R = 1$ ）处的 T_t 、 M^2 及 α 的初始值，就可用数值微分来求 (1.23) 式~(1.25) 式的解。

T_t 、 M^2 及 α 的值，由于叶轮出口半径 r_2 和扩压器进口半径 r_3 大致相等，并认为这一段流路间的状态变化服从于下列方程式，则可利用三个参数与叶轮出口之间的关系，求出三个参数如下：

根据无热漏损的条件

$$T_{t2} = T_{t3} \quad (1.26)$$

根据连续方程式和比容为常数的关系

$$r_2 \cdot C_{r2} = r_3 \cdot C_{r3} \quad (1.27)$$

根据自由涡流条件

$$r_2 \cdot C_{u2} = r_3 \cdot C_{u3} \quad (1.28)$$

首先，设静温为 T_{s2} 时，根据 (1.72) 式和 (1.28) 式得出扩压器进口绝对速度的马赫数 M_3 为下式：

$$M_3^2 = \frac{C_3^2}{gKRT_{s3}} = \frac{C_{u3}^2 + C_{r3}^2}{gKRT_{s3}} = \frac{T_{s2}}{T_{s3}} \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 M_2^2 \quad (1.29)$$

另外， $\frac{T_{s2}}{T_{s3}}$ 可从 (1.26) 式的关系数求出如下：

$$\frac{T_{s2}}{T_{s3}} = \frac{1 + \frac{K-1}{2} M_2^2}{1 + \frac{K-1}{2} M_3^2} \quad (1.30)$$

因此, 根据 (1.29) 式和 (1.30) 式可将 M_3^2 求出如下式:

$$M_3^2 = \frac{M_2^2 \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2}{1 + \frac{K-1}{2} M_2^2 \left\{ 1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right\}} \quad (1.31)$$

此外, 根据 (1.27) 式和 (1.28) 式, 将 α_3 求出如下式:

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{r3}}{C_{u3}} = \frac{C_{r2}}{C_{u2}} = \tan \alpha_2 \quad (1.32)$$

设蜗室内由冲击和摩擦损失引起的损失压头为 $\Delta H_{4 \sim d}$ 时, 则 Δh_{sc} 为下式:

$$\Delta h_{sc} = \frac{\Delta H_{4 \sim d}}{\frac{u_2^2}{g}} \quad (1.33)$$

设扩压器出口径向速度为 C_{r4} , 从扩压器出口流入蜗室的射流圆周速度为 C_{us} , 以及蜗室内的主流速度为 C_s , 则蜗室内的冲击损失压头可用下式表示:

$$\frac{1}{2g} (C_{r4}^2 + \xi (C_{us} - C_{sc})^2) \quad (1.34)$$

式中, ξ 为蜗室中心处圆周方向的冲击损失系数。

再有, 设蜗室起始弯曲处的弯曲角为 θ , 摩擦系数为 C_{fs} , 蜗室形状为园形, 其园的半径为 R_s , 则蜗室内的摩擦损失压头可用下式表示:

$$\int_0^{2\pi} C_{fs} \frac{2(r_4 + R_s - \Delta r)}{R_s} \cdot \frac{C_{sc}^2}{2g} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \cdot d\theta \quad (1.35)$$

由于 (1.34) 式中的第二项是沿圆周方向变化的, 故沿圆周方向进行积分平均后 $\Delta H_{4 \sim d}$ 可用下式表示:

$$\Delta H_{4 \sim d} = \frac{C_{r4}^2}{2g} + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \xi_1 \frac{(C_{us} - C_{sc})^2}{2g} d\theta + \int_0^{2\pi} C_{ff} \frac{2(r_4 + R_s - \Delta r)}{R_s} \cdot \frac{C_{sc}^2}{2g} \cdot \frac{\theta}{2\pi} d\theta \quad (1.36)$$

C_{us} 和 C_{sc} 的径向变化, 以扩压器出口为标准点, 可以成立下列关系式:

$$\left. \begin{aligned} C_{us} &= \frac{r_4}{r} C_{u4} \\ C_{sc} &= \left(\frac{r_4}{r} \right)^n \cdot C_{s4} \end{aligned} \right\} \quad (1.37)$$

这样, 在弯曲角 θ 的截面处应用连续方程式, 就可成立下式:

$$\int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + R_s} r C_{sc} b dr = 2 \int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + R_s} r C_{s4} (R_s^2 - (r - (r_4 - \Delta r + R_s))^2)^{1/2} dr = \frac{\theta}{2\pi} G \quad (1.38)$$

将 (1.37) 式的关系代入 (1.38) 式, 再假设 $r = r_d$, 则变为下式:

$$2r_4^n C_{s4} \int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + R_s} \frac{\{R_s^2 - (r - (r_4 - \Delta r + R_s))^2\}^{1/2}}{r^n} dr = \frac{\theta}{2\pi} \theta_d \quad (1.39)$$

上式中的 n 值因无详细的试验结果而无法确定, 但这里为了简单起见, 假定 $n = 1$ 。此时设 $x = r - (r_4 - \Delta r + R_s)$ 则上式的积分项可变为下式:

$$\begin{aligned}
\int_{-R}^R \frac{(R_s^2 - X^2)^{1/2}}{X + r_4 - \Delta r + R_s} dx &= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_s} \int_{-R}^R \frac{(R_s^2 - X^2)^{1/2}}{1 + \frac{X}{r_4 - \Delta r + R_s}} dx \\
&= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_s} \int_{-R}^R (R_s^2 - x^2)^{1/2} \left\{ 1 - \frac{X}{r_4 - \Delta r + R_s} + \left(\frac{X}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{X}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^3 + \dots \right\} dx \\
&= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_s} \left[\int_{-R}^R (R_s^2 - x^2)^{1/2} dx - \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_s} \int_{-R}^R x (R_s^2 - x^2)^{1/2} dx \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{(r_4 - \Delta r + R_s)^2} \int_{-R}^R x^2 (R_s^2 - x^2)^{1/2} dx + \dots \right] \\
&= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_s} \left\{ \frac{\pi R_s^2}{2} + \frac{\pi R_s^2}{8} \left(\frac{R_s}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^2 + \frac{\pi R_s^2}{16} \left(\frac{R_s}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^4 + \dots \right\} \quad (1.40)
\end{aligned}$$

一般来说, $\left(\frac{R_s}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^2 < 1$, 若取到上式中的第 2 项已足够了。因此, (1.39) 式可用下式表示:

$$\begin{aligned}
\frac{r_4}{r_4 - \Delta r + R_s} \pi R_s^2 C_{s4} &= \frac{\theta}{2\pi} Q_{df} \\
\text{或} \quad C_{s4} &= \frac{\frac{\theta}{2\pi} Q_{df} (r_4 - \Delta r + R_s) f}{\pi R_s^2 r_4} \quad (1.41)
\end{aligned}$$

式中, $\frac{1}{f} = 1 + \frac{1}{4} \left(\frac{R_s}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{R_s}{r_4 - \Delta r + R_s} \right)^4$

把蜗室中心当作 (1.34) 式中 C_{ns} 和 C_s 的代表点, 用 (1.37) 式和 (1.41) 式整理 (1.36) 式后得出下式:

$$\begin{aligned}
\Delta H_{4 \sim d} &= \frac{C r_4^2}{2g} + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2g} \left\{ \xi_1 \left(\frac{r_4}{r_4 - \Delta r + R_s} \cdot C_{u4} - \frac{\theta}{2\pi} \frac{Q_{df}}{\pi R_s^2} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \frac{4\pi C_{fs} (r_4 - \Delta r + R_s)}{R_s} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \left(\frac{\theta}{2\pi} \cdot \frac{Q_{fd}}{\pi R_s^2} \right) \right\} d\theta \quad (1.42)
\end{aligned}$$

上式中的 C_{fs} 根据蜗室的内径 R_s 和光洁度 ε 来确定, 这里规定采用下列 Nikuradse 的方程来表示:

$$\frac{1}{\sqrt{C_{fs}}} = \log \frac{R_s}{\varepsilon} + 0.87 \quad (1.43)$$

结果, Δh_{sc} 如下:

$$\begin{aligned}
\Delta h_{sc} &= \frac{1}{4\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \left(\frac{r_4}{(r_4 - \Delta r + R_s)} \cdot \frac{C_{u4}}{u_2} - \frac{\theta}{2\pi} \cdot \frac{Q_{df}}{\pi R_s^2 u_2} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \frac{4\pi (r_4 - \Delta r + R_s)}{R_s \left(\log \frac{R_s}{\varepsilon} + 0.87 \right)^2} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \left(\frac{\theta}{2\pi} \cdot \frac{Q_{df}}{\pi R_s^2 u_2} \right)^2 \right\} d\theta + \frac{1}{2} \left(\frac{C r_4}{u_2} \right)^2 \quad (1.44)
\end{aligned}$$

引自文献^[4]并设叶轮出口比容为 V_1 和 V_2 , 则 Δh_{df} 用下式表示:

$$\Delta h_{df} = \frac{C_{fd}(1 + V_1/V_2)u_2r_2^2}{8GV_1} \quad (1.45)$$

式中 C_{fd} ——轮盘摩擦损失关系

$$C_{fd} = 2.67R_{ew}^{-1/2}, \quad R_{ew} = \frac{u_2 D_2}{2\nu} < 3 \times 10^5$$

$$= 0.0622R_{ew}^{-1/5}, \quad R_{ew} = \frac{u_2 D_2}{2\nu} > 3 \times 10^5$$

下面, 利用上述各式对 30.2, 37.8, 48.4 和 60.5 万大卡/时的叶轮系列的绝热效率 η_{ad} 进行了计算。

图 6 为计算绝热效率用的程序框图。关于图中冷媒的热力学特性值, 用作者以前编制的一个辅助程序。

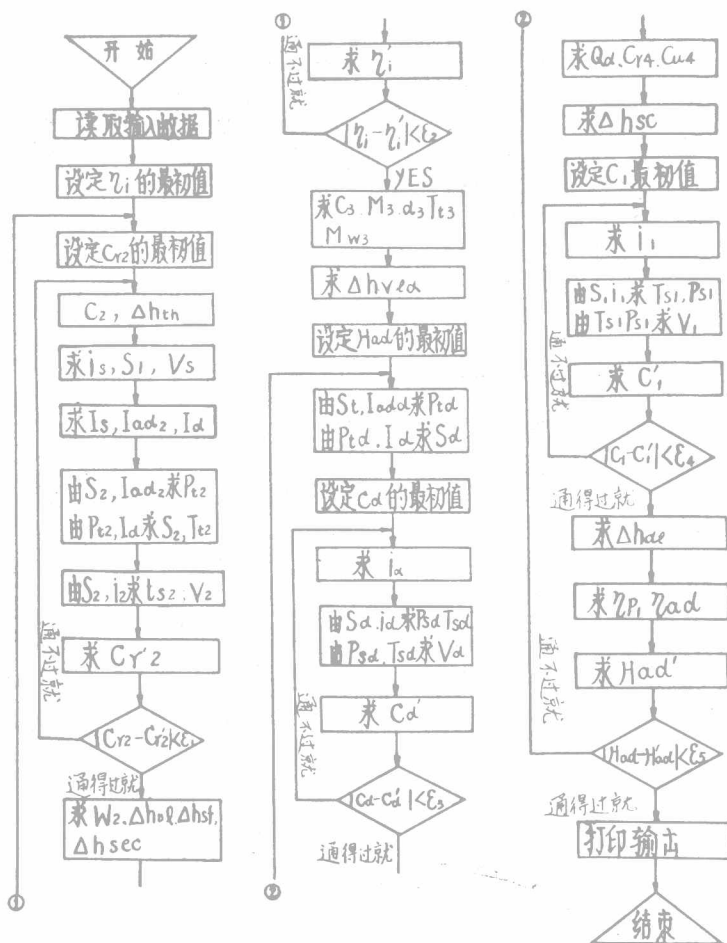


图 6 性能计算的程序框图

对离心式压缩机性能具有较大影响的参数是叶轮出口角和出口密度。同时, 这些参数又都是决定叶轮旋转部件和扩压器、蜗壳等静止部件的静压上升分担量(叶轮对全部静压上升所承担的比例称之为反作用度)的重要参数。因此, 本文拟对这两个参数进行研究。首先研究叶轮出口角 β_2 的影响。计算时, 以出口前缘直径相对速度的马赫数为最小的条件, 来求叶轮进

口的各数值。另外，确定整个压缩机尺寸用的扩压器出口直径和蜗壳尺寸，采用了另一份研究报告的数据，即使叶轮出口角发生变化也不改变这些数值。将这些数值加以汇总列于表4。另外，如表中下方所示，叶轮外径随着叶轮出口角的改变而变化。

表 4 影响叶轮计算的各参数数据

叶 轮 型式：带进口导流段的三元叶轮					扩 压 器 型式：平行壁无叶扩压器		蜗 室 型式：左右对称圆形蜗室		
	数 值								
名 称 符 号	30.2	37.8	48.4	60.5	名 称 符 号	数值	名称符号	数 值	
进口直径 D_{1f} (毫米)	69	73.2	81.0	90	进口直径 D_3 (毫米)	182	蜗室半径 R_s (毫米)	$\theta(^{\circ})$	数值
轮毂直径 D_{1b} (毫米)	27.6	27.6	27.6	27.6	进口宽度 b_3 (毫米)	$=b_2$		0	0
进口直径处叶片角 $\beta_{1f}(^{\circ})$	35	35.5	34.5	34	出口直径 D_4 (毫米)	295		22.5	10.6
轮毂直径处叶片角 $\beta_{1b}(^{\circ})$	67	68.8	70.9	73.1	出口宽度 b_4 (毫米)	$=b_3$		45	15.9
外径 D_2 (毫米)	180	180	180	180	摩擦损失系数： $C_f = \left(\frac{C_3 b_3}{130 \times 7.2} \right)^{-0.258}$ $\times (0.0233 R^2 - 0.0747 R + 0.0645)$ R ：扩压器直径比 式中的 b_2 为参变数		$\xi_1 = 10$ $\lambda = 0.012$	67.5	20.2
出口角 $\beta_2(^{\circ})$	30	30	30	90				24.2	
出口叶片数 Z_2	16	16	16	112.5				28	
叶片厚度 t_2 (毫米)	1.8	1.8	1.8	135				32	
进口直径相对速度 W_{1f} (米/秒)	106.9	113.6	125.0	157.5				35.1	
进口直径相对速度 W_{1b} (米/秒)	60	62	60	65	180	39.1			
转速 N (转/分)	23000	23000	23000	23000			排气直径 D_d (毫米)	125	
进气管直径 D_s (毫米)	133.4								
外径 $\bar{D}_2$ (毫米)	180	170	160						
叶片出口角 $(^{\circ})$	30	50	70						

图 7 是叶轮出口角变为 $\beta_2 = 30^{\circ}$ ， 50° 和 70° 时，绝热效率变化的计算结果。用压缩机的典型特性值一比转速来表示。从图中可以看出，就整体而言，当比转速小，叶轮出口角大时，则绝热效率降低，而比转速大的 60.5 万大卡/时叶轮，其绝热效率受叶轮出口角的影响较大。特别是叶轮出口角从 30° 变到 50° 时，绝热效率降低约 1.5%。

图 8 表示，为了研究蜗壳匹配失当所造成的影响，当使扩压器出口直径与图 7 的相同，将蜗壳作成在各种场合下损失都是最小的形状时，绝热效率的变化情况。此外，为了进行比较起见，将图 7 的结果以点线表示出来。

从图中可以看出，当叶轮出口角为 30° 时，比转速较小的 30.2 万大卡/时叶轮，其绝热效率只提高约 0.5%，其他叶轮几乎没有变化。然而当叶轮出口角为 50° 时，60 万大卡/时叶轮提高约 0.5%，30.2 万大卡/时叶轮约提高 0.7%，另外当叶轮出口角为 70° 时，60 万大卡/时叶轮提高约 0.7%，30.2 万大卡/时叶轮提高约 0.99%。使用最佳蜗壳时，绝热效率均较高，如果加大

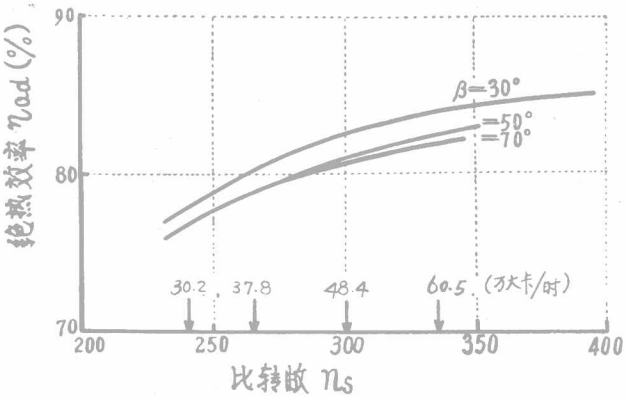


图 7 叶轮出口角对绝热效率的影响 (使用同一蜗壳时)

叶轮出口角，则蜗室匹配失当的影响就大一些。

图 9 表示，试图与以往一样使同一机壳通用于 2 个机种，并且 37.8 万大卡/时叶轮的比转速选用与 60.5 万大卡/时叶轮的相同时，绝热效率变化的计算结果。另外，将计算中所用的各数据列入表 5。

从图中可以看出比转速选择的影响还是较大的，提高比转速就能将绝热效率大幅度地提高 2~3%。为此大幅度地提高绝热效率，主要是叶轮和扩压器内的摩擦损失降低了的缘故。所以，对于重视效率的冷量大的机种来说，在转速不变的情况下扩大容量范围的作法是不适宜的。

根据上面的计算结果可以看出，蜗室的影响比叶轮出口角的影响小，如果使叶轮出口角小、反作用度高的话，就能在提高绝热效率的同时，还能减少因采用同一蜗室而造成的匹配失当。

再有，叶轮出口角 30°，在有进口导流段的三元叶轮上应用的先例⁵⁾还比较少，因此，

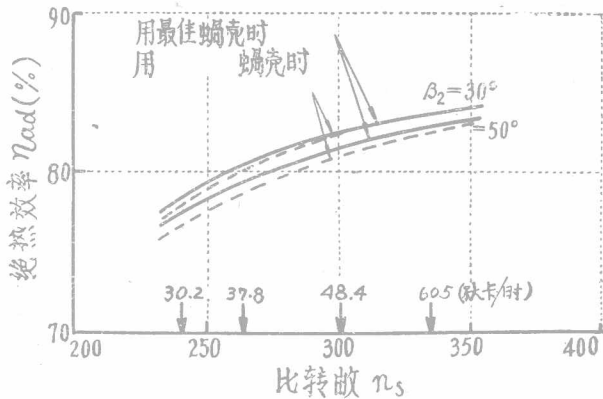


图 8 叶轮出口角对绝热效率的影响（使用最佳蜗壳时）

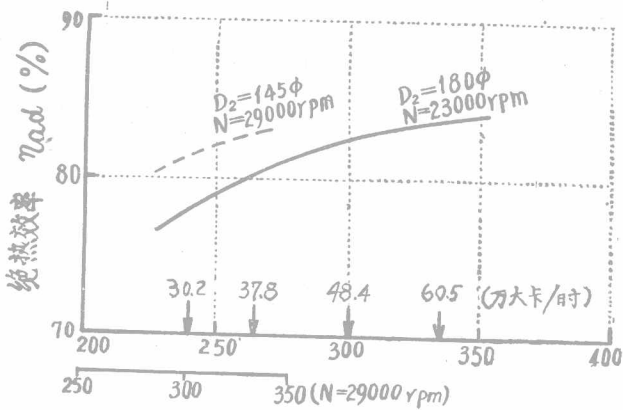


图 9 比转速的选择对绝热效率的影响

表 5 用于计算选择比转速影响的各参数

叶 轮 型式：装有进口导流段的三元叶轮			扩 压 器 型式：平行壁无叶扩压器		蜗 室 型式：左右对称圆型蜗室
名 称 符 号	数	值	名 称 符 号	数 值	
进口直径 D_{1i} (毫米)	64.5	69.5	进口直径 D_3 (毫米)	147	
轮毂直径 D_{1b} (毫米)	20.0	20.0	进口宽度 b_3 (毫米)	$= b_2$	
进口直径处叶片角 β_{1i} (°)	35.5	35.5	出口直径 D_4 (毫米)	238	
轮毂直径处叶片角 β_{1b} (°)	72.3	74.1	出口宽度 b_4 (毫米)	$= b_2$	
外径 D_2 (毫米)	145.0	145.0	摩擦损失系数 $C_f = \left(\frac{C_3 b_3}{130 \times 7.2} \right)^{-0.258}$ $\times (0.0233 R^2 - 0.0747 R + 0.0645)$ R ——扩压器直径比 其中以 b_2 为参变量		
出口角 β_2 (°)	30	30			
出口叶片数 Z_2	16	16			
叶片厚度 t_2	1.8	1.8			
进口直径相对速度 W_{1i} (米/秒)	126.8	136.3			
轮毂直径相对速度 W_{1b} (米/秒)	72.7	66.5			
转速 N (转/分)	29000	29000			
进气管直径 D_2	133.4				

除流体性能以外，还需要研究强度和制造等方面的问题。

关于其强度问题，由于FTLC型透平冷冻机所需绝热压头比FTLS型的约低25%，圆周速度也在220米/秒左右，再有因叶轮小，其材料的拉伸强度高，铸件缺陷也少，所以估计不会有什么大问题。

关于制作上的问题，和有关单位差商的结果，了解到如果叶轮出口宽度大于4毫米，就不会有什么问题。本研究中采用了30°的叶轮出口角。

下面，研究叶轮出口宽度对性能的影响。

图10~图13是30.2、37.8、48.4和60.5万大卡/时叶轮出口宽度对性能的影响的计算结果。其中，图上还同时表示出叶轮出口相对速度的马赫数 M_{w2} 、叶轮出口的气流角 α_2 和绝热压头 H_{ad} 。若按过去的资料，当叶轮出口相对速度的马赫数超过0.85~0.9时，叶轮内则产生阻塞现象，使冲击波损失和边界层分离损失增大。此外，当叶轮出口气流角小于10~12°

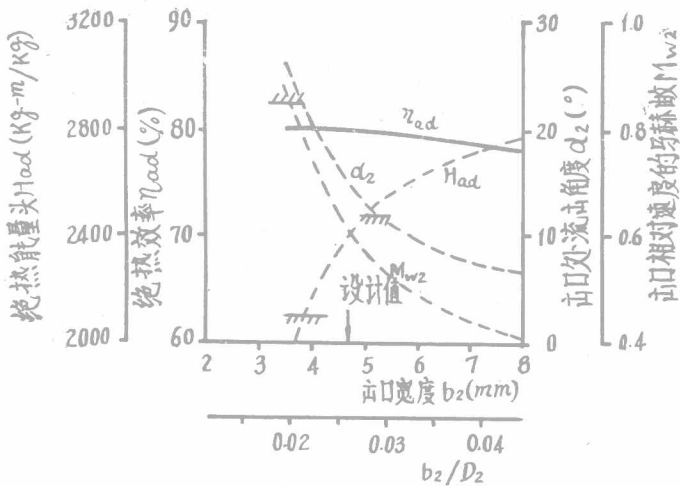


图10 出口宽度与性能的关系 (30.2万大卡/时叶轮)

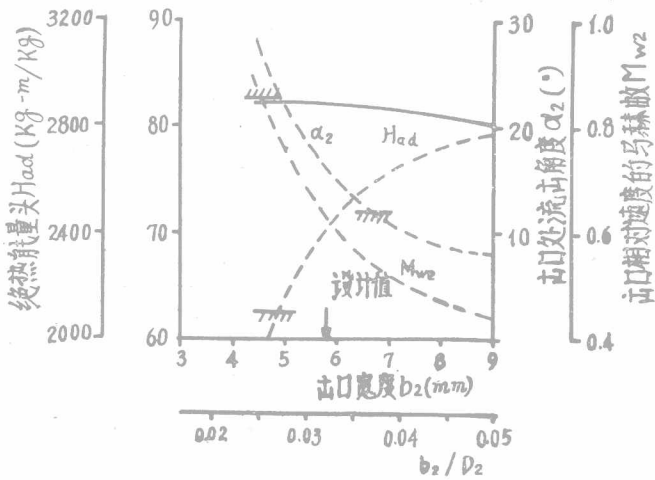


图11 出口宽度与性能的关系 (37.8万大卡/时叶轮)

时，扩压器内的边界层就产生分离，变成不稳定的，从而造成喘振。因此，须在这些参数的界限值之内选择出口宽度。

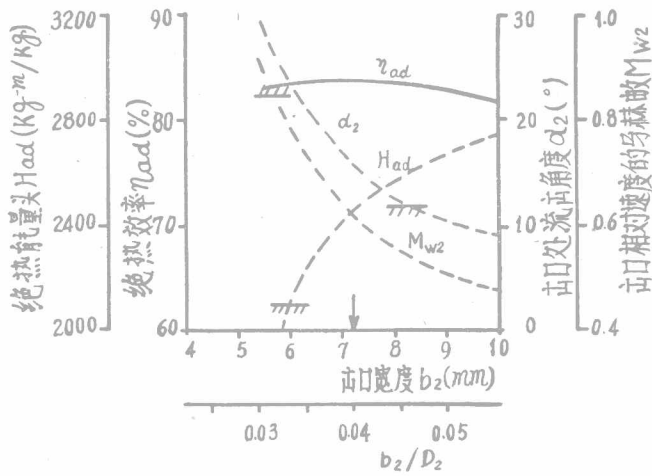


图12 出口宽度与性能的关系（48.4万大卡/时叶轮）

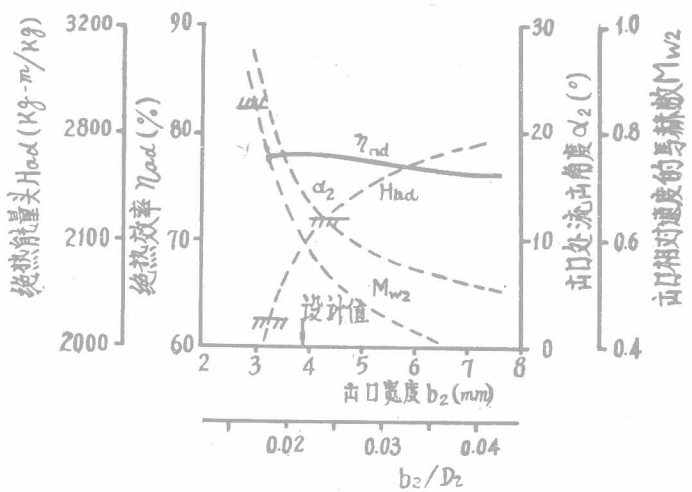


图13 出口宽度与性能的关系（60.5万大卡/时叶轮）

从图中可以看出，无论在那一种场合下，都有一个绝热效率最高的出口宽度，而冷冻能力越小的叶轮，其可选择的出口宽度范围也越小，所以选择的好坏就成了问题。对这样小型叶轮来说，因受铸造型芯强度的限制，出口宽度希望尽可能大些。所以在研究中所选的出口宽度不一定是最佳值，而是采用了稍宽一点的值，如图中印有“↓”号的值。另外，与所选择的出口宽度相对应的绝热压头，虽然比设计值高很多，但考虑到计算所用各数值有误差，故原封不动地采用了该绝热压头。

把从进气口到叶轮进口之间的损失加到上面的研究结果中，用比转速表示最终设想的绝热效率，如图 14 所示。

从图上看，当比转速小于 270~280 时，此叶轮系列的绝热效率迅速下降，而比转速超过 340 以后，绝热效率仍在提高。所以作者认为，如果驱动装置的强度不成问题的话，选用

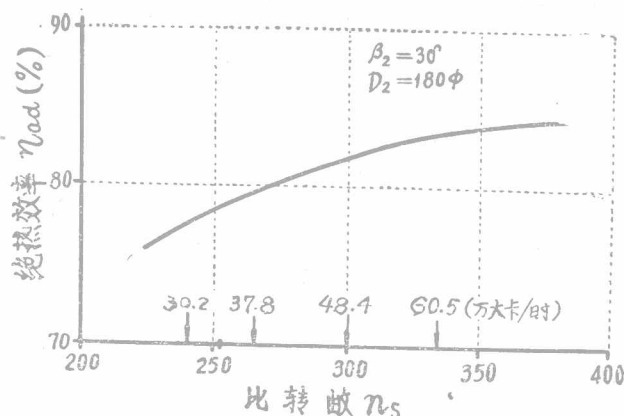


图14 叶轮系列预热的绝热效率

高的比转速，加大整个叶轮系列的冷冻能力或总的提高转速的办法是比较有效的。

以上的结果确定了叶轮的主要参数。下面进行叶轮的具体设计。进行叶轮具体设计时，最重要的问题是如何确定叶轮内的相对速度或负荷（压力面与负压面之间的相对速度差）的分布。然而，关于叶轮内相对速度的分布与性能之间的关系这方面的研究还比较少，至今还没有发表过比较满意的研究成果。其原因估计如下：

(1) 由于单个叶轮的效率不能单独地进行精确的计算，只能用总性能来掌握相对速度分布变化的影响，所以难于判断其效果。

(2) 难以单独地改变相对速度的分布。

(3) 由于相对速度的各种计算方法各有优缺点，并且这些计算方法都未考虑粘性，因此，没有充分地表示出实际的流动情况。

总之，这些问题是有待今后研究的重要课题之一。

下面介绍已发表的几篇文献中较有价值的内容。Dallenbach^[6] 根据具有各种相对速度分布的许多叶轮的整体性能试验结果，对二元边界层的研究等推荐了速度分布的良好典型：

(1) 尽量使相对速度变化平稳，不要使任何部分的速度超过音速或为负值；

(2) 从流道的边界层角度考虑，使流道前半部的相对速度减速大，而后半部的小。

(3) 应使流道前半部的叶片载荷大，而后半部的小。

(4) 一般应使负压面上的减速率 W_1/W_2 介于 1.4~1.6 之间，压力面上的减速率 $W_1/W_2 = 2.0$ 或小于此值。此外，Schirm^[7] 根据他的试验结果，建议在相对速度高的盖盘上，其减速率 W_1/W_2 介于 1.7~2.0 之间。因此，本试验虽然不是定量性的，但也要注意尽量满足上述各种条件为佳。

下面还对包括成批生产等的一些因素的考虑。

(1) 考虑到叶轮子午面的铸模通用性问题，轮盘的形状相同，只改变轮盖的形状。

(2) 考虑到提高锻件成品率的问题，将叶片的厚度加大，从当初的 1 毫米改为 1.8 毫米。

(3) 将四个机种的叶轮的迷宫式密封直径和进气管统一为二种。

按上述条件设计的四种叶轮相对速度的计算结果如图 15~图 18 所示。此外，相对速度的计算可引用文献[8]，并用作者编制的程序来进行。