

# 复速级冲击涡轮式气动马达设计计算

李富成

(东北大学 机械学院, 辽宁 沈阳 110006)

摘要: 介绍了复速级冲击涡轮式气动马达的结构组成、工作原理, 分析了气体在喷咀及动叶轮内的流动, 并举例说明了该马达的主要参数设计计算。

关键词: 复速级冲击涡轮式气动马达; 喷咀; 动叶轮; 导流器; 设计计算

中图分类号: TH138.51

文献标识码: A

通常, 冲击涡轮式气动马达分为两类: 一类是仅有一个动叶轮的单速级冲击涡轮式气动马达, 这类马达输出功率比较小, 马达出口动能损失较大, 效率比较低。另一类是两个动叶轮串联在同一个输出轴上的复速级冲击涡轮式气动马达, 它充分利用了气体动能, 其输出功率大, 效率高。这两类气动马达, 体积小, 重量轻, 转速高。

在易燃易爆场合, 复速级冲击涡轮式气动马达用作局部排水、通风的原动机, 也用作高转速大功率的原动机。

## 1 组成及工作原理

复速级冲击涡轮式气动马达结构示意图和工作原理见图 1, 该种马达由喷咀 1、动叶轮 2 和 4、导流器 3、轮盘 8、机壳 7 及输出轴 6 等部分组成。2 和 4 具有相同的叶片数, 同时固结在 8 上, 再通过键 5 与输出轴 6 联接在一起。1、3 固定在 7 上一起组成固定部件。

工作原理: 具有绝对压力  $p_0$ 、绝对速度  $v_0$  的压缩气体自喷咀 1 的进口流入, 流出时其压力降为  $p_1$ , 速度升高为  $v_1$ , 然后依次通过动叶轮 2、导流器 3 和动叶轮 4, 从马达出口流出。这种马达利用气体动能冲击动叶轮做功, 输出功率和扭矩。气动马达

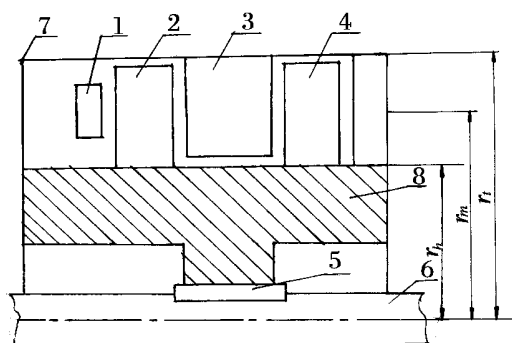


图 1

内气体状态变化如下所示:

$p_0 \searrow v_0 \rightarrow \text{喷咀 1} \xrightarrow{p_1 \searrow v_1} \text{动叶轮 2} \xrightarrow{p_1 \searrow v_2} \text{导流器 3} \xrightarrow{p_1 \searrow v_3} \text{动叶轮 4} \xrightarrow{p_1 \searrow v_4} \text{大气}.$

## 2 单位质量压缩气体对马达所做的功

1 kg 压缩气体对气动马达所做的绝热理论功可用下式表示:

$$\begin{aligned} A^T &= \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{1}{2} (v_0^2 - v_E^2) \\ &= \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{1}{2} (v_0^2 - v_E^2) \end{aligned} \quad (1)$$

式中  $A^T$ ——1 kg 压缩气体对气动马达所做的绝热理论功, J/kg

$k$ ——气体绝热指数

$p_0$ ——气动马达进气绝对压力, Pa

$\rho_0$ ——进气气体密度,  $\text{kg/m}^3$

$$\rho_0 = p_0 / (RT_0) \quad (2)$$

$R$ ——气体常数, 对压缩空气,

$$R = 287.14 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

$T_0$ ——进气绝对温度, K

$p_1$ ——排气绝对压力, Pa

$\rho_1$ ——排气气体密度,  $\text{kg/m}^3$

$$\rho_1 = p_1 / (RT_1) \quad (3)$$

$T_1$ ——排气绝对温度, K

$v_0$ ——进气速度,  $\text{m/s}$

$v_E$ ——排气速度, 通常  $v_E = 50 \sim$

60  $\text{m/s}$

若已知  $N$ 、 $\eta$ , 则有

$$q^T = \frac{10^3 \cdot N}{A^T \cdot \eta} \quad (4)$$

式中  $q^T$ ——气动马达的耗气量,  $\text{kg/s}$

$N$ ——气动马达额定输出功率, kW

$\eta$ ——气动马达绝热总效率,

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m$$

$\eta_i$ ——内部绝热总效率

$\eta_m$ ——气动马达机械效率,

$$\eta_m = 0.90 \sim 0.93$$

$\eta$  与输出功率  $N$  和动叶轮速度系数  $x_H$  有关, 其关系见表 1。

表 1

名 称	数 值				
$N$ (kW)	0.735	7.35	14.71	36.75	73.5
$x_H$	0.100	0.175	0.275	0.325	0.38
$\eta_i$	0.20	0.52	0.54	0.61	0.65
$\eta$	0.180 ~ 0.186	0.468 ~ 0.484	0.486 ~ 0.502	0.549 ~ 0.567	0.585 ~ 0.605
$\bar{\eta}$	0.183	0.476	0.494	0.558	0.595

$x_H$  由下式表述:

$$x_H = u_1 / v_1 \quad (5)$$

式中  $u_1$ ——动叶轮 2 或 4 平均半径  $r_m$  处的圆周速度  $\text{m/s}$

$v_1$ ——动叶轮 2 进口处或喷咀出口处气流速度  $\text{m/s}$

大部分静压能转变为动能;

(2) 把高速气体平稳地导入第一段动叶轮的入口。

喷咀如图 2 所示,  $\alpha_1'$  为喷咀安装角度, 通常  $\alpha_1' = 10^\circ \sim 20^\circ$

### 3 喷咀内气体流动分析及有关几何参数

假设流过喷咀的气体为理想气体, 喷咀内气体变化过程是绝热膨胀过程, 喷咀入口可以是各种形状, 其入口直接与进气管道相连接。

每个收缩形喷咀大小、形状均彼此相同, 各个喷咀均匀布置在第一段动叶轮的进口侧。喷咀的主要作用是:

(1) 将绝对静压力为  $p_0$  的压缩气体的绝万方数据

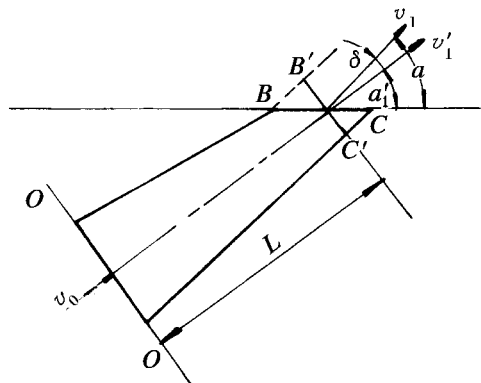


图 2

喷嘴内绝热流动,有:

$$v_1' = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + v_0^2 \quad (6)$$

由于通过气动马达的耗气量为  $q^T$  则:

$$q_0^T = q^T / Z_0 \quad (7)$$

式中  $q_0^T$ ——流过单个喷嘴的气体流量  $\text{kg/s}$

$Z_0$ ——喷嘴数目,一般地,  $Z_0 = 1 \sim 3$

则  $v_1'$  还可表示为:

$$v_1' = q_0^T / (\rho_1 A_1') \quad (8)$$

式中  $A_1'$ ——喷嘴出口  $B'C'$  的面积  $\text{m}^2$

由上式可得:

$$A_1' = q_0^T / (\rho_1 v_1') \quad (9)$$

同理可得:

$$A_0 = q_0^T / (\rho_0 v_0) \quad (10)$$

式中  $A_0$ ——喷嘴的进口面积  $\text{m}^2$

喷嘴长度按下式计算:

$$L = \frac{d_0}{0.186 \sim 0.276} \quad (11)$$

式中  $d_0$ ——喷嘴进口直径  $\text{mm}$

$$d_0 = \sqrt{4A_0/\pi} \quad (12)$$

应当指出,喷嘴进口形状可以是圆形,也可以是矩形,但圆形制造简单,并易于与进气管道相连。

喷嘴出口  $B'C'$  处,气流通常在方向上发生变化,产生偏斜角  $\delta$ ,一般地:

$$\delta = 3^\circ \sim 5^\circ$$

而气流速度的大小不变,即:

$$v_1' = v_1 \quad (13)$$

这样,就有:

$$\alpha_1 = \alpha_1' + \delta \quad (14)$$

式中  $\alpha_1$ —— $v_1$  的气流角,度

喷嘴的实际出口  $BC$  应与第一段动叶轮进口侧两相邻叶片间进口面积相配合,则:

$$A_1 = A_1' / \sin \alpha_1 \quad (15)$$

式中  $A_1$ ——喷嘴出口  $BC$  的面积  $\text{m}^2$

## 4 动叶轮及导流器内气流分析及有关参数

动叶轮及导流器内气体在圆柱面上流

动,以图 1 中的平均半径  $r_m$  的圆柱面有代表性,因此着重讨论气体在以  $r_m$  为半径的圆柱面上的流动。

若将圆柱面展开成平面,则气体的流动就变成在平面上流动了。图 3 就是气体在以  $r_m$  为半径的圆柱面上的流动展成在平面上流动的示意图。从左至右依次是第一段动叶轮、导流器、第二段动叶轮的部分叶片断面。

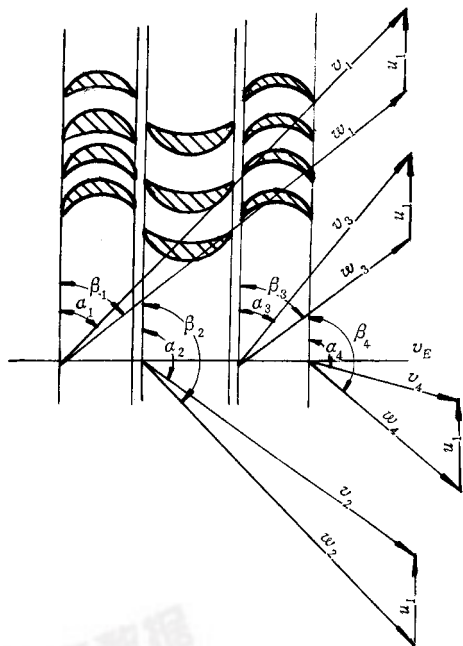


图 3

为了清楚,将图 3 中的速度、角度绘成图 4 所示形式。

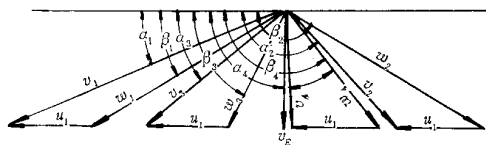


图 4

则图 3 和图 4 中,各速度有以下关系:

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= w_2 \\ v_2 &= v_3 \\ w_3 &= w_4 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中  $w_1$ ——第一段动叶轮进口处气流的

相对速度  $m/s$

$w_2$ ——第一段动叶轮出口处气流的

相对速度  $m/s$

$v_2$ ——第一段动叶轮出口处气流的绝

对速度  $m/s$

$v_3$ ——第二段动叶轮进口处气流的绝

对速度  $m/s$

$w_3$ ——第二段动叶轮进口处气流的

相对速度  $m/s$

$w_4$ ——第二段动叶轮出口处气流的

相对速度  $m/s$

角度有以下关系：

$$\left. \begin{aligned} \cos \beta_1 &= -\cos \beta_2 \\ \cos \alpha_3 &= -\cos \alpha_2 \\ \cos \beta_3 &= -\cos \beta_4 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ ——分别为第一段动叶轮进口处和出口处的相对气流角，度

$\alpha_3$ 、 $\beta_3$ ——分别为第二段动叶轮进口处的绝对气流角和相对气流角，度

$\alpha_2$ ——第一段动叶轮出口处绝对气流角，度

$\beta_4$ ——第二段动叶轮出口处相对气流角，度

式(1)所表达的单位质量气体对气动马达所做的绝热理论功  $A^T$  还可以通过第一、二段动叶轮进出口处气流的各种速度来表达，即：

$$A_1^T = u_1(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) \quad (18)$$

式中  $A_1^T$ ——单位质量气体对第一段动叶轮所做的绝热理论功  $J/kg$

$$A_2^T = u_1(v_3 \cos \alpha_3 - v_4 \cos \alpha_4)$$

式中  $A_2^T$ ——单位质量气体对第二段动叶轮所做的绝热理论功  $J/kg$

$v_4$ ——第二段动叶轮出口处气流的绝对速度  $m/s$

$\alpha_4$ ——第二段动叶轮出口处气流的绝对速度  $m/s$

对气流角，度

则有  $A^T = A_1^T + A_2^T$

$$= u_1(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2 + v_3 \cos \alpha_3 - v_4 \cos \alpha_4)$$

再由式(16)及式(17)得：

$$A^T = u_1(v_1 \cos \alpha_1 - 2v_2 \cos \alpha_2 - v_4 \cos \alpha_4) \quad (19)$$

由式(19)可知  $v_4 \cos \alpha_4$  越小， $A^T$  越大。

下面讨论图4所示各有关速度及角度。

由图4可知：

$$\tan \beta_1 = \frac{v_1 \sin \alpha_1}{v_1 \cos \alpha_1 - u_1} \quad (20)$$

$$w_1 = \sqrt{v_1^2 \sin^2 \alpha_1 + (v_1 \cos \alpha_1 - u_1)^2} \quad (21)$$

由式(16)可计算  $w_2$ 。

由式(17)得：

$$\beta_2 = 180^\circ - \beta_1 \quad (22)$$

$$\text{则 } v_2 = \sqrt{w_2^2 + u_1^2 + 2w_2 u_1 \cos \beta_2} \quad (23)$$

$$\text{又 } v_2 \sin(180^\circ - \alpha_2) = w_2 \sin \beta_2$$

$$\therefore \alpha_2 = 180^\circ - \arcsin\left(\frac{w_2}{v_2} \sin \beta_2\right) \quad (24)$$

又由式(17)得：

$$\alpha_3 = 180^\circ - \alpha_2 \quad (25)$$

$$\text{则 } w_3 = \sqrt{v_3^2 + u_1^2 - 2v_3 u_1 \cos \alpha_3} \quad (26)$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{v_3 \sin \alpha_3}{v_3 \cos \alpha_3 - u_1}\right) \quad (27)$$

按图4， $v_4$  如下计算：

$$u_1^2 = w_4^2 + v_4^2 - 2w_4 v_4 \cos \delta''$$

$$\therefore v_4 = w_4 \cos \delta'' \pm \sqrt{u_1^2 - w_4^2 \sin^2 \delta''} \quad (28)$$

选择合理的  $v_4$  值，满足  $v_4 < w_4$ 。

在式(28)中， $\delta''$  应按下述范围选择，即：

$$\delta'' = 12^\circ \sim 18^\circ \quad (29)$$

在设计计算中，为更有效地利用压缩气体的能量，则  $v_4$  越小越好。所以，合理地选择  $\delta''$  值可使  $v_4$  变得更小。

图4中， $\alpha_4 = \beta_4 - \delta''$ 。

以上讨论的是气体的流速和角度的关系，以下讨论动叶轮及导流器的有关几何尺

凿岩机械气动工具，2000(2)

寸(如图5)和叶片形状。

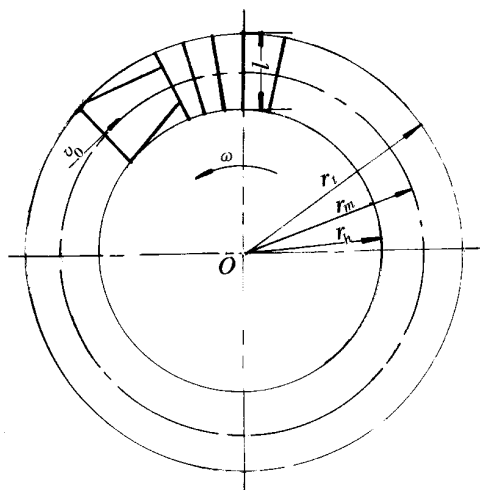


图5

$$r_m = 30u_1 / (\pi n) \quad (30)$$

式中  $r_m$ ——两个动叶轮及导流器的平均半径

$$l = n_1 r_m \quad (31)$$

$$r_t = r_m + l/2 \quad (32)$$

$$r_h = r_m - l/2 \quad (33)$$

式中  $l$ ——两动叶轮及导流器的叶片径向高度

$r_t$ ——两动叶轮及导流器的外半径

$r_h$ ——两动叶轮及导流器的内半径

$n_1$ ——叶片径向高度的计算系数,

$$n_1 = 0.30 \sim 0.32 \quad (34)$$

图6、图7分别是两动叶轮单个叶片的形状,则有:

$$b = m_1 r_m \quad (35)$$

$$t = m_2 r_m \quad (36)$$

式中  $b$ ——两动叶轮叶型弦长(图中未标明)

$t$ ——两动叶轮叶片节距

$m_1$ ——系数,  $m_1 = 0.16 \sim 0.18$

$m_2$ ——系数,  $m_2 = 0.12 \sim 0.13$

每个动叶轮的叶片数为(计算后取整):

$$Z = 2\pi r_m / t \quad (37)$$

凿岩机械气动工具, 2000(2)

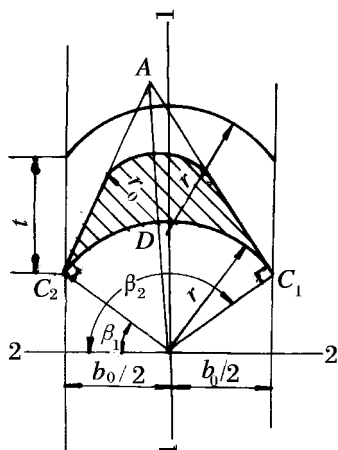


图6

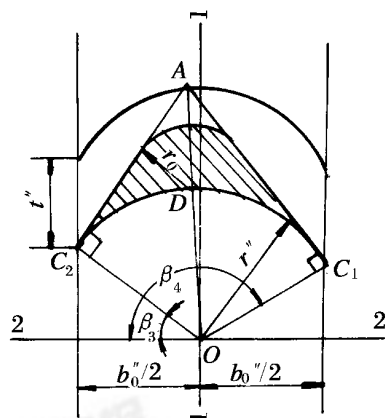


图7

第一段动叶轮叶片型线绘制时所需几何参数及型线绘制方法如下:

$$b_0 = 1.16 \quad (38)$$

$$r = b_0 / [\cos \beta_1 + \cos(180^\circ - \beta_2)] \quad (39)$$

$$r_0 = n_2 r \quad (40)$$

式中  $b_0$ ——叶栅绘制宽度

$r$ ——叶栅叶片型线内弧半径

$r_0$ ——叶栅叶片型线外弧半径

$n_2$ ——系数,  $n_2 = 0.45 \sim 0.60$

其绘制方法为:

用中心线 1—1 将叶栅的绘制宽度  $b_0$  平分, 作一条与 1—1 直线垂直的直线 2—2, 交点为  $O$ , 从  $O$  点作两条射线  $OC_1$ 、 $OC_2$ , 分别

与 2—2 所成角度  $\beta_2, \beta_1$  ;以点  $O$  为圆心,以  $r$  为半径画出叶片型线的内弧  $\widehat{C_1C_2}$  ;自点  $C_1$  作直线  $OC_1$  的垂线  $C_1A$  ;自点  $C_2$  作直线  $OC_2$  的垂线  $C_2A$  ,这两垂线的交点为  $A$  ,连接  $AO$  , $AO$  与  $\widehat{C_1C_2}$  交于点  $D$  ,以点  $D$  为圆心,  $r_0$  为半径作出型线的外弧与  $C_1A$ 、 $C_2A$  相交,就形成了叶片型线的整个外侧型线。为使叶片入口边缘平滑,把叶片尖的入口边缘改为平滑的入口边缘。

图 8 为导流器的叶型,则有:

$$b' = m_1' \cdot r_m \quad (41)$$

$$t' = m_2' \cdot r_m \quad (42)$$

式中  $b'$ ——导流器叶片弦长

$t'$ ——导流器叶片节距

$m_2'$ ——系数,取  $m_2' = 0.17 \sim 0.18$

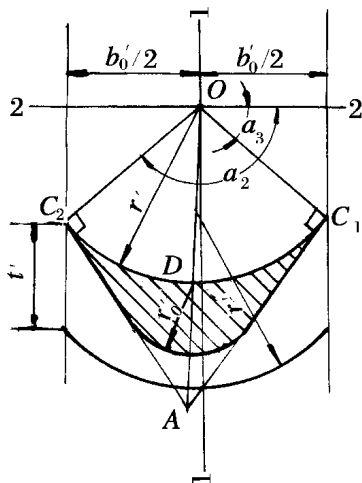


图 8

导流器的叶片数为(计算后取整):

$$Z' = 2\pi r_m / t' \quad (43)$$

同样,有:

$$b_0' = 1.1 b' \quad (44)$$

$$r' = b_0' / [\cos \alpha_3 + \cos(180^\circ - \alpha_2)] \quad (45)$$

$$r_0' = n_2' r' \quad (46)$$

式中  $b_0'$ ——导流器叶栅绘制宽度

$r'$ ——导流器叶栅叶片型线内弧半径

$r_0'$ ——导流器叶栅叶片型线外弧半径

径

$n_2'$ ——系数  $n_2' = 0.45 \sim 0.55$

导流器叶片型线绘制方法与动叶轮的绘制方法相同,这里不再赘述。

第二段动叶轮叶片型线参数如图 7,绘制方法与第一段动叶轮、导流器的均相同。

## 5 喷咀出口几何形状的确定

喷咀出口的面积形状要与第一段动叶轮进口侧两相邻叶片之间进口的面积形状相配合。因此,首先确定第一段动叶轮进口侧两相邻叶片之间的进口面积形状(如图 9)。

$$A_{10} = (r_i^2 - r_h^2) \theta_{10} / 2 \quad (47)$$

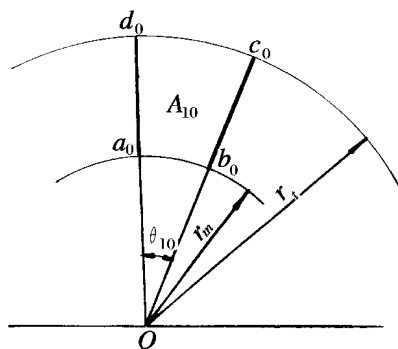


图 9

式中  $A_{10}$ ——第一段动叶轮进口侧相邻叶片之间的面积

$\theta_{10}$ ——两相邻叶片间的夹角

$$\theta_{10} = 2\pi / Z \quad (48)$$

喷咀出口形状如图 10 所示,则:

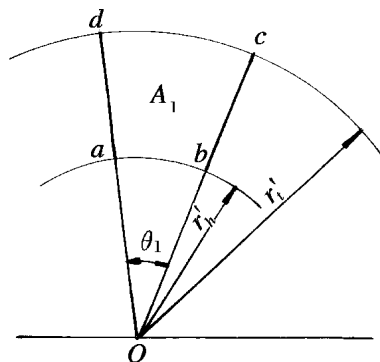


图 10

$$\theta_1 = 2A_1(\sqrt{r_t'^2 - r_h'^2}) \tag{49}$$

其中  $\sqrt{r_t'} = r_t, \sqrt{r_h'} = r_m$

通常  $A_1 \ll A_{10}, \theta_1 \ll \theta_{10}$  ,由于喷出出口处为高速气流 ,气流通过的面积必然很小。

6 气动马达出口速度的确定

图 4 中  $v_E$  是第二段动叶轮出口绝对速度  $v_4$  在轴向的分速度 ,也是气马达的出口速度 ,准确的  $v_E$  按下式计算 :

$$v_E = v_4 \cos(\alpha_4 - 90^\circ) \tag{50}$$

7 主要参数设计计算数值例

通过这个数值例 ,说明了复速级冲击涡轮式气动马达主要参数设计计算的步骤及方法。

已知条件 : $p_0 = 6 \times 10^5 \text{ Pa} , T_0 = 293 \text{ K} , p_1 = 10^5 \text{ Pa} , T_1 = 243 \text{ K} , N = 14.7 \text{ kW} , n = 3\,000 \text{ r/min} , k = 1.4 , R = 287.14 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$

设计计算步骤及方法见表 2 :

表 2

序号	符号参数	单位	计算公式	计算或选取结果	备 注
1	$v_0$	m/s		22	
2	$\rho_0$	kg/m <sup>3</sup>	( 2 )	7.132	
3	$v_1'$	m/s	( 6 )	486.255	
4	$v_1$	m/s	( 13 )	486.255	
5	$x_H$		按表 1	0.275	根据 $N = 14.7\text{kW}$ 选取
	$\eta$			0.494	
6	$u_1$	m/s	( 5 )	133.720	
7	$\alpha_1'$	( $^\circ$ )		15 $^\circ$	
8	$\delta$	( $^\circ$ )		4 $^\circ$	
9	$\alpha_1$	( $^\circ$ )	( 14 )	19 $^\circ$	
10	$\beta_1$	( $^\circ$ )		25.899 $^\circ$	由式( 20 )导出
11	$w_1$	m/s	( 21 )	362.444	
12	$\beta_2$	( $^\circ$ )	( 22 )	154.101 $^\circ$	
13	$w_2$	m/s	( 16 )	362.444	
14	$v_2$	m/s	( 23 )	249.098	
15	$\alpha_2$	( $^\circ$ )	( 24 )	140.541 $^\circ$	
16	$\alpha_3$	( $^\circ$ )	( 25 )	39.459 $^\circ$	
17	$v_3$	m/s	( 16 )	249.098	
18	$w_3$	m/s	( 26 )	168.808	
19	$\beta_3$	( $^\circ$ )	( 27 )	69.686 $^\circ$	
20	$\beta_4$	( $^\circ$ )		110.314 $^\circ$	
21	$w_4$	m/s	( 16 )	168.808	
22	$\delta''$	( $^\circ$ )	( 29 )	15 $^\circ$	
23	$v_4$	m/s	( 28 )	52.105	取“ + ”时 $v_4 > w_4$ 故取“ - ”
24	$\alpha_4$	( $^\circ$ )		95.314 $^\circ$	$\alpha_4 = \beta_4 - \delta''$
25	$A^T$	J/kg	( 19 )	96\,575.098	
26	$q^T$	kg/s	( 4 )	0.308	
27	$q_0^T$	kg/s	( 7 )	0.154	

序号	符号参数	单位	计算公式	计算或选取结果	备 注
28	$\rho_1'$	kg/m <sup>3</sup>	( 3 )	1.433	
29	$A_1'$	m <sup>2</sup>	( 9 )	$2.211 \times 10^{-4}$	
30	$A_1$	m <sup>2</sup>	( 15 )	$6.791 \times 10^{-4}$	
31	$A_0$	m <sup>2</sup>	( 10 )	$9.819 \times 10^{-4}$	
32	$d_0$	m	( 12 )	$3.536 \times 10^{-2}$	
33	$L$	m	( 11 )	$1.768 \times 10^{-1}$	
34	$r_m$	m	( 30 )	$4.256 \times 10^{-1}$	
35	$l$	m	( 31 )	$1.319 \times 10^{-1}$	取 $n_1 = 0.31$
36	$r_i$	m	( 32 )	$4.916 \times 10^{-1}$	
37	$r_h$	m	( 33 )	$3.597 \times 10^{-1}$	
38	$b$	m	( 35 )	$7.236 \times 10^{-2}$	取 $m_1 = 0.17$
39	$t$	m	( 36 )	$5.321 \times 10^{-2}$	取 $m_2 = 0.125$
40	$Z'$		( 37 )	50	
41	$b_0$	m	( 38 )	$7.960 \times 10^{-2}$	
42	$r$	m	( 39 )	$4.424 \times 10^{-2}$	
43	$r_0$	m	( 40 )	$2.212 \times 10^{-2}$	取 $n_2 = 0.5$
44	$b'$	m	( 41 )	$9.790 \times 10^{-2}$	取 $m_1' = 0.23$
45	$t'$	m	( 42 )	$7.236 \times 10^{-2}$	取 $m_2' = 0.17$
46	$b_0'$	m	( 44 )	$1.077 \times 10^{-1}$	
47	$r'$	m	( 45 )	$6.974 \times 10^{-2}$	
48	$r_0'$	m	( 46 )	$3.487 \times 10^{-2}$	
49	$b_0''$	m		$7.960 \times 10^{-2}$	按 $b_0'' = 1.1b$ 计算
50	$r''$	m		$1.146 \times 10^{-1}$	$r_0'' = \frac{b_0''}{\cos\beta_3 - \cos\beta_4}$
51	$r_0''$	m		$6.305 \times 10^{-2}$	$r_0'' = n_2'' r''$ 取 $n_2'' = 0.55$
52	$\theta_{10}$	rad	( 48 )	0.126	
53	$A_{10}$	m <sup>2</sup>	( 47 )	$7.058 \times 10^{-3}$	
54	$r_i'$	m		$4.916 \times 10^{-1}$	$r_i' = r_i$
	$r_h'$	m		$3.597 \times 10^{-1}$	$r_h' = r_h$
55	$\theta_1$	rad	( 49 )	$0.121 \times 10^{-1}$	
56	$v_E$	m/s	( 50 )	51.881	

## 8 小结

在需要高速大功率气动马达的场所，复速级冲击涡轮式气动马达是最佳的选择，因为这种马达功率越大，转速越高，其内部气流通道符合流动损失较小的规律，绝热效率高。

### 参考文献：

- [1] 王仲奇,秦仁.透平机械原理[M].北京:机械工业出版社,1982.
- [2] 李富成.冲击透平式气动马达主要参数设计计算[J].凿岩机械气动工具,1983(3).
- [3] К. С. Борисенко. пневматические двигатели горных машин. углетехиздат, москва, 1958.

收稿日期 2000-03-01