

# 带有诱导轮的变速给水泵性能试验研究

胡洪华 马文智  
(东南大学)

〔摘要〕 从降低除氧器设置高度和适应除氧器滑压运行出发,提出装置带有诱导轮的变速给水泵,以利降低泵组的必需汽蚀余量。经六个不同设计参量的诱导轮与100D16型多级离心泵的配合试验,结果表明:其中最佳的配合可使泵组必需汽蚀余量仅为原泵的1/5,效率较原泵提高6%,适应运行范围扩大了24.6%。

关键词 水泵 诱导轮 变速 性能 试验

## 1 引言

火力发电厂,为了避免给水泵吸取高温给水下产生汽蚀,要求水泵进口具有一定的有效汽蚀余量,以满足水流动增速的必需汽蚀余量。有效汽蚀余量,一般以采用除氧器的高位布置和维持除氧器定压运行来满足。这一情况,随着给水温度的上升和给水泵转速的升高尤为突出,从而发电厂主厂房除氧层必需利用高强度结构。例如国产第一台300 MW机组的除氧器水箱重达230吨,布置在35米标高层,而除氧器的定压运行又会导致调峰机组热经济性恶化。在额定负荷下使机组效率一般要下降0.12%左右,在70%负荷以下下降达(0.3~0.5)%。为此,如何减少给水泵必需汽蚀余量,已为电厂设计人员和运行人员所关注。

当前,对带有诱导轮的凝结水泵,已被有些水泵制造厂和某些电厂设计中采纳。但鉴于诱导轮具有类似轴流叶轮的驼峰性能,一般只局限于在定速的,且维持流量变化不大的凝结泵上使用。而使用变速变流量的给水泵,尚为罕见。当然,就高速给水泵而言,为了避免因高速而增大的必需汽蚀余量,一般的措施,是在给水引入高速泵之前,另设低速(1450r/min)前置泵。然而,前置泵是定速的,其效率随给水流量的减少迅速下降,并将驱动功率较多地转化为热能,引起给水升温,从而要求相应地增大泵水进口的有效汽蚀余量。

针对这一情况,提出在给水泵离心叶轮前,同一轴上装置诱导轮的泵组,以减小泵组内部必需汽蚀余量,来适应给水泵的变速变流量运行,从而降低除氧器的设置高度,适应除氧器的变压运行。

## 2 带有诱导轮的给水泵抗汽蚀性能机理

给水泵离心叶轮前置诱导轮的目的在于使给水先在诱导轮里升压,满足后置离心叶轮的

收稿日期 1990-04-04

必需汽蚀余量，从而避免离心叶轮的汽蚀。而带有诱导轮的泵组的汽蚀性能，完全取决于诱导轮的汽蚀性能<sup>[1]</sup>，因此只提高诱导轮抗汽蚀性能，也就提高了泵组的抗汽蚀性能。

众所周知，离心叶轮是靠离心力由轴向而径向把液体增速扩压的。当液体一进入旋转叶轮就增速很大，只要所处的静压小于液体的汽化压力，就会使液体部分汽化。并在汽与水密度相差悬殊情况下形成汽水分离流动。由于汽泡的离心作用力较小，故流动缓慢，与后续不断产生的汽泡汇合，越积越多，从而加速了汽蚀的发展，过早地出现断流工况。然而，诱导轮类似轴流叶轮，它是靠叶片的推挤力使液体升压的，并且具有较大的叶片流道，液体沿着由小逐渐放大的叶片角作螺旋轴向流动，在旋转叶轮作用下形成了推挤作用力，因此液体在诱导轮中升压很少，增速不大。因增速而汽化的可能，只发生在叶轮进口外缘，因为这里的圆周速度大，相对速度最大，静压最小。但是，由于可把叶片进口边向进口方向延伸（即叶片后退），和叶片高度的渐缩，从而使液体先进入靠轮毂的叶片，以螺旋形流道逐渐向径向发展，使液体逐渐向外缘升压，从而减少了叶片进口外缘汽蚀的可能。即使在叶片的中部和靠近叶片外缘的叶片背部发生汽化，也由于不存在（或很小）离心作用力，使汽泡随着液流同时前进，何况进入升压区的压力又不如离心叶轮那样高，因此，其汽蚀发展速度远远延迟于离心叶轮，不致迅速发生断流工况，其汽蚀破坏的程度也不如离心叶轮那样厉害。这就是带有诱导轮的给水泵，其必需汽蚀余量大大小于不带诱导轮给水泵的机理所在。

### 3 诱导轮的结构参数

给水泵设置诱导轮的目的如前所述：一是提高泵组抗汽蚀性能，它只取决于诱导轮的抗汽蚀性能；二是要使诱导轮的扬程必须满足于后置离心轮的必需汽蚀余量，从而减小泵组的必需汽蚀余量；三是要有合适的诱导轮叶型及其精确的加工工艺。

我们设计加工的诱导轮，受原100D16型离心泵性能参数和结构尺寸的限制，只体现在外形锥角，进出口外缘直径（ $D_{1t}$ 、 $D_{2t}$ ），叶栅稠密度（节距 $t$ 或导程 $l$ ），后退角（ $\Delta\varphi$ ）以及叶片厚度 $\delta$ （材料）的不同，共制成六只，典型的锥形诱导轮如图1所示，其结构尺寸列表1

表 1 诱导轮设计参数和结构变量

诱导轮编号	主要参数	诱导轮型	叶型	进口外缘直径 $D_{1t}$ mm	出口外缘直径 $D_{2t}$ mm	轮毂直径 $D_h$ mm	叶尖处锥角 $L_1$ (度)	叶尖处叶片进口角 $\beta_{1t}$ (度)	叶尖处叶片出口角 $\beta_{2t}$ (度)	叶片数 $z$	叶栅稠密度 $\tau$	后退角 $\Delta\varphi$ (度)	进口圆半径 $\rho$ mm	叶尖厚度 $\delta_t$ mm	轮毂厚度 $\delta_h$ mm	导程 $l$ mm	长径比 $r_4$	材料
1		圆柱	平板	115	115	46	/	1.0°	10°	3	3.0	45	/	5	6	64	/	铜
2		圆柱	平板	115	115	46	/	11°18'	11°18'	3	3.3	45	/	5	6	72	/	铜
3		圆锥	平板	115	93	46	15°	11°18'	13°51'	3	1.85	90	24	5	6	72	0.39	铜
4		圆锥	机翼	115	93	46	15°	11°18'	13°51'	3	1.85	90	24	5	6	72	0.39	铜
5		圆锥	平板	125	96	46	16°30'	9°	14°18'	3	1.90	140	40	4.3	4.8	72	0.44	45#
6		圆锥	平板	125	96	46	17°	8°	14°30'	3	1.99	120	40	3.2	4.8	80	0.40	45#

分别装配在原100D16型离心泵的首级叶轮位置，进行测试。

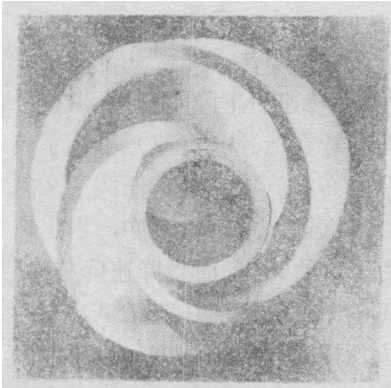


图1 一种典型的诱导轮

### 4 汽蚀试验结果

本试验台是在一个闭合循环系统中进行的,采用带有前置一级诱导轮和后置两级离心轮的泵组,与原不带诱导轮的100D16型两级离心泵作比较。原100D16×2型离心泵在试验台测得额定工况参数为:  $n = 3000 \text{ r/min}$ ,  $Q_0 = 15 \text{ l/s}$ ,  $H_0 = 31 \text{ m}$ ,  $N_0 = 6.25 \text{ kW}$ ,  $\eta = 70\%$ ,在保持泵的转速和流量一定时,通过抽真空的办法改变泵的入口压力,绘出  $H = f(H_r)$  曲线,当泵出口压头下降额定值的3%的点取作为临界的  $H_r$  值。

#### 4.1 不带诱导轮的原100D16×2型离心泵汽蚀性能

原不带诱导轮的离心泵,在下列工况下测得的必需汽蚀余量  $H_r$  列于表2

表 2

Hr(m)	Q(l/s)			
		18	15	12
$n(\text{r/min})$				
3000		3.51	3.41	3.31
2700		2.98	2.89	2.79
2500		2.65	2.56	2.47

以上测得数据与文献[2]推荐的计算式计算得的数据基本吻合,表明测试结果基本正确。

$$\frac{H_{r1}}{H_{r2}} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^{1.64066 + 0.106419 \frac{n_1}{n_2}} \quad (1)$$

#### 4.2 带有诱导轮的泵组汽蚀性能

在整个测试过程中,由于诱导轮具有六种叶轮,又在不同的转速下变工况测试,致使测定数据很多,这里为了减少篇幅,把明显不可取的圆柱平板叶片的1\*,2\*轮从略,将另外4只诱导轮所测得的泵组汽蚀试验结果列于表3,

表 3 诱导轮汽蚀试验结果

Hr(m)	Q(l/s)	3 *		4 *		5 *			6 *		
		15	18	15	12	18	15	12	18	15	12
$n(\text{r/min})$											
3000		0.8	0.7	0.6	0.50	0.75	0.55	0.40	0.70	0.43	0.35
2300		/	0.87	0.76	0.60	0.85	0.66	0.49	0.75	0.50	0.36
2700		/	0.9	0.8	0.61	0.80	0.68	0.46	0.73	0.49	0.32
2600		/	0.87	0.73	0.53	0.77	0.47	0.22	0.70	0.46	0.28
2500		/	0.80	0.61	0.40	0.72	0.34	0.20	0.60	0.44	0.20

### 5 测试结果分析

从表2中可见，不带诱导轮的原离心泵，其必需汽蚀余量随着转速的下降而减小，在一定转速下随着流量的减小而减小的幅度不如转速下降为大，尤其是在低速（定速）下几乎成为水平线无所减小。因此，以降速降负荷可以大大减小离心泵的必需汽蚀余量，证实了文献[1]中的正确论断，表中在额定工况（15 l/s）下原离心泵的必需汽蚀余量为3.41 m，当定速降负荷为12(l/s)时，必需汽蚀余量为3.31 m，仅减0.1 m，约为原值的3%；而当降速降荷至12 l/s时，必需汽蚀余量仅为2.47 m，减小了0.94 m，约为原值的27.6%。由此可见，离心泵在小流量下因泵效降低，引起升温，导致必需汽蚀余量增大所限制的降荷幅度，当采取降速降荷时比定速降荷相对扩大运行范围24.6%。

从汽蚀试验结果表3可以看出，带3°，4°，5°，6°诱导轮泵组在额定工况下的必需汽蚀余量仅为原泵的1/5，尤以带6°诱导轮泵组的汽蚀性能为最佳， $H_{ind}$ 仅为原泵的12.6%（1/6弱），而4°诱导轮，由于是机翼型叶片，具有良好的汽蚀性能和水力效率，并且由于诱导轮自身效率又高于离心叶轮，致使泵组效率提高了6%。此外，在流量保持一定下，改变转速时，出现了“驼峰型”的必需汽蚀余量曲线，我们认为它与诱导轮的性能有关。根据文献

[3][4]论证，合适的扬程系数 $\psi$ 与流量系数 $\phi$ 呈线性关系，可写成：

$$\psi = a\phi + b \tag{2}$$

式中： $a < 0, b > 0$ ，示于图2中而诱导轮的扬程：

$$H_{ind} = \psi \frac{u_1^2}{g} = \frac{u_1^2}{g} (a\phi + b) \tag{3}$$

流量系数的定义：

$$\phi = \frac{240Q}{\pi^2 n D_{1t}^3} \left( \frac{1}{1-L^2} \right) \tag{4}$$

代入式（3）可得：

$$H_{ind} = \frac{aQ D_{1t} n}{15g(D_{1t}^2 - D_{1h}^2)} + \frac{b\pi^2 D_{1t}^2 n^2}{3600g} = Cn + Dn^2 = n(C + Dn) \tag{3a}$$

由式（3a）可知，诱导轮的扬程是转速平方的函数关系，由于式中 $C < 0$ （ $a < 0$ ）， $D > 0$ （ $b > 0$ ），以及 $|C| > |D|$ ，因此，当 $Dn < C$ 时 $H_{ind}$ 随 $n$ 的上升而减小；当 $Dn > C$ 时 $H_{ind}$ 随 $n$ 的上升而增大，当 $Dn = C$ 时 $H_{ind}$ 有最小极值，所以诱导轮的扬程在一定流量下是随转速的上升先降后升的，也就是随转速的下降先降后升的，于是形成了泵组必需汽蚀余量随转速的下降而先升后降，如表3所示，当然，诱导轮5°和6°的必需汽蚀余量在对应工况下要比4°为小，这是由于5°、6°诱导轮较4°为好的缘故，且其高峰出现在偏向大转速的趋向。可想而知，3°诱导轮也有相同的特性。尽管如此，但只要以降速来实现降荷，带有诱导轮泵组的必需汽蚀余量在任何工况下都比原离心泵小得多，而诱导轮的性能只表明影响其衰减的程度而已。由此，可得到一个重要推论：带有诱导轮的离心泵组，必须以降速来降荷，才能发挥其良好的抗汽

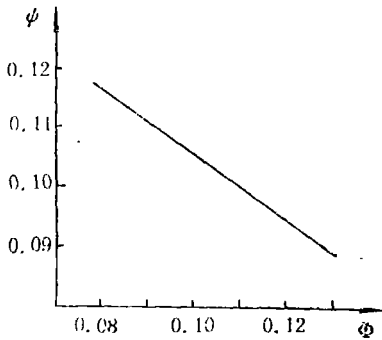


图2 压头系数 $\psi$ 与流量系数 $\phi$ 的关系

蚀性能,而降速不降荷(如开大调节阀,减小管路阻力等来维持出力)是不可取的,事实上也不会采用这种调节措施。

## 6 结 论

1. 带有诱导轮的离心泵组,它的抗汽蚀性能比离心泵好,取决于诱导轮的抗汽蚀性能,带4°,5°诱导轮泵组的必需汽蚀余量仅为原泵的1/5,而带6°诱导轮的泵组,是汽蚀性能最佳的,仅为原泵的12.6%(1/6弱)。

2. 提高泵组效率,采用圆锥型机翼叶片的诱导轮是有效的,带4°诱导轮泵组效率较原泵提高6%。

3. 带有诱导轮的离心泵组,只要采用变速变工况,在很大范围内都可减小必需汽蚀余量,保证原组的安全运行,为降低除氧器设置高度和适应除氧器潜压运行提供了可信的模拟试验台。但对流量不变下进行降速运行是不适宜的。

## 参 考 文 献

- 1 马文智.现代火力发电厂高速给水泵.水利电力出版社,1984.
- 2 何希杰.离心泵转速变化时汽蚀余量的计算.水泵技术,1984(3)
- 3 Meng phillip R, Moore Royce D. Hydrgen cavitation performance of 80.6° helical inducer mounted in line with stationary centerbody. NASA TMX-1935, 1970
- 4 Meng phillip R, Moore Royce D. Cavitation performance of 80.6° helical inducer in liquid hydrogen. NASA TMX-1808, 1969
- 5 胡洪华.变速诱导轮性能研究和试验.东南大学硕士研究生学位论文,1989.3

# An Experimental Investigation of the performance of a Variable speed Feedwater Pump Equipped with an Inducer

Hu Honghua, Ma Wenzhi

(Southeast University)

## Abstract

In an effort to adapt a deaerator for sliding-pressure operation and cut down its installation height, this paper proposes the use of a variable speed feedwater pump with an inducer being installed ahead of the main impeller to reduce the requisite NPSH of the pump set. A total of six inducers each placed in front of a 100D16 type centrifugal impeller have been tested. The measured results of such performance for one optimum design inducer demonstrate that the requisite NPSH of the pump set can be reduced to one fifth of that of a centrifugal pump without an inducer with its efficiency being increased by 6% and the range of variable speed operation expanded by 24.6%.

**Key words:** water pump, inducer, variable speed, characteristics, testing