

# 化工泵故障分析及结构改进设计

朱信亭

徐文慧

(上海申工泵业制造有限公司) (上海吴泾化工有限公司)

**摘要:** 本文针对上海吴泾化工有限公司2台ZH单级单吸化工离心泵投入运行后多次出现轴承烧毁故障问题进行分析,经分析和详细计算,发现是由于轴承受力过大,引起轴承超载而损坏。经采取改进措施后,泵已能安全、稳定、长周期运行。

**关键词:** 化工泵 轴承 轴向力 径向力 压头计算 背叶片 平衡孔

## 1 概述

上海吴泾化工有限公司4号地块2台ZH 100-80-250型化工泵,自投入运行以来频繁发生故障,每月平均要出现1~2次轴承损坏事故,严重影响了正常生产。

## 2 水泵简介

ZH 100-80-250型泵为悬臂式离心泵,适合于输送不含悬浮颗粒的腐蚀性液体或不允许污染的液体。

该泵主要技术参数见表1,泵性能曲线见图1。

## 3 泵故障原因分析

### 3.1 工作条件

表1 泵主要技术参数

项 目	数 值
流 量 $Q$	120 (m <sup>3</sup> /h)
扬 程 $H$	80 (m)
功 率 $P$	45 (kW)
转 速 $n$	2900 (r/min)
叶轮外径 $D_2$	φ262 (mm)
叶轮入口直径 $D_1$	φ100 (mm)
流道宽度 $b_2$	12 (mm)
轴承型号	6307 2个

ZH 100-80-250为脱盐水循环泵,泵送介质主要作为冷却水用。运行状态监测发现,脱盐水流量波动范围为50%~100%。由于流量波动范围比较大,无疑会使泵组件受到脉动力的冲击。叶轮、轴、轴承、泵体等所受力是变化的,润滑条件也发生变化,影响了脱盐水循环泵的正常运转。

### 3.2 故障原因分析

(1) ZH 100-80-250型泵结构如图2所示。从结构图可以看出,泵的轴向力靠背叶片来平衡,剩余轴向力由深沟球轴承来承受,然而深沟球轴承通

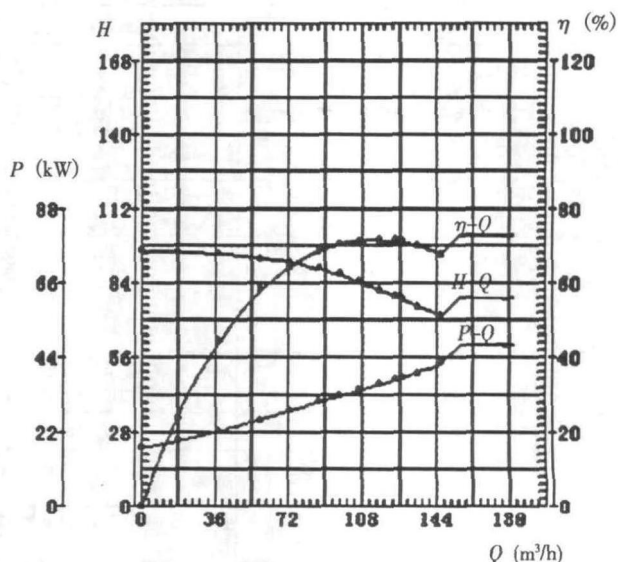


图1 水泵性能曲线图

$\eta$ - $Q$ : 效率-流量关系曲线;  $H$ - $Q$ : 扬程-流量关系曲线  
 $P$ - $Q$ : 功率-流量关系曲线

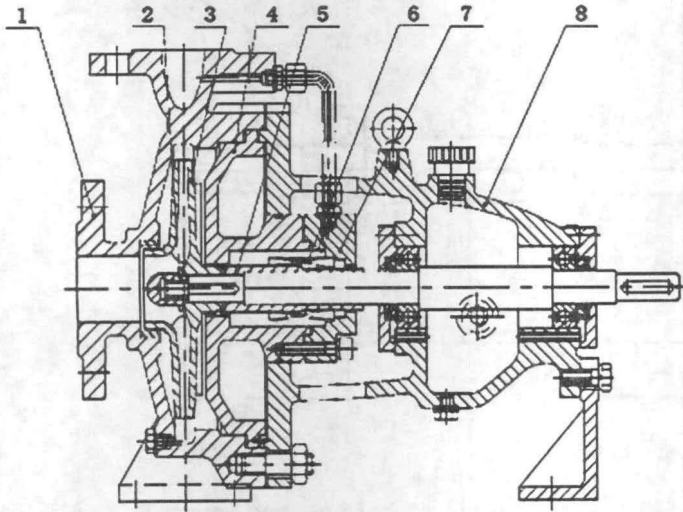


图2 ZH型化工泵结构图

- 1.泵体 2.叶轮螺母 3.叶轮 4.泵盖 5.轴套  
6.机械密封 7.密封端盖 8.轴承架部件

常只能在轴向力较小的条件下使用,显然不适应工况变化较大的场合。

(2) 在流量变化的工况下,轴承受力也发生变化。而变化载荷的作用会损坏轴承,同时油温也会升高较快,润滑油膜遭到破坏,超过一定限度会在缺油状态下运转,造成抱轴、烧毁轴承。

(3) 损坏轴承架部件解体后发现:轴承内外滚道面呈深蓝色,外圈滚道上有“拉痕”,保持架断裂;轴承架轴承室内孔有拉磨的痕迹。

综上所述,变工况运行是故障的主因,其轴向、径向工作面的接触应力超过其承载能力,使轴承处于超负荷工作状态,破坏了润滑油膜,导致轴承过早产生疲劳点蚀和片状脱落,从而造成了抱轴和烧毁轴承故障。

## 4 ZH型离心泵受力分析及计算

### 4.1 产生轴向力的原因及计算方法

(1) 叶轮前后盖板压力分布不对称产生的轴向力(方向:指向前盖板);

(2) 液流通过叶轮其方向发生变化,引起动量改变而产生的轴向力(动反力)(方向:指向后盖板);

(3) 轴台、轴端等结构因素引起的轴向力(方向:视具体情况而定);

(4) 背叶片平衡的轴向力(方向:指向后盖

板)。

泵在运转过程中因流量变化,使得泵的叶轮、轴、轴承等受力情况发生较大变化,其变化趋势为:在不稳定工况下,当流量减小时反动反力减小,不对称力增大,总轴向力增大。

当工况发生变化时,叶轮、轴、轴承及其它部件均受到一个变化载荷的作用,流体流速、内部压力也发生变化,原有的平衡状态遭破坏。当这一变化值超过设计工况一定限度时,必然会引起轴和轴承的超标轴向移动,造成“抱轴”现象的出现。

通常由于存在泄漏,泵工作时流量也不是一个恒定值,这就造成流动状态、压力等的无序变化,因而精确计算轴向力存在误差较大。一般情况下,按经验公式对轴向力进行定量计算。

对(1)、(2)、(3)这3项总的轴向力可用如下公式进行计算:

$$F_1 = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \pi \cdot (R_m^2 - R_h^2) \quad (1)$$

式中  $F_1$ ——总的轴向力(N)

$\rho$ ——液体密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$g$ ——重力加速度( $9.81 \text{ m}^2/\text{s}$ )

$H$ ——水泵的单级扬程(m)(见水泵性能曲线)

$R_m$ ——叶轮密封环半径(m)

$R_h$ ——叶轮轮毂半径(m)

$K$ ——轴向力的试验系数,与 $n_s$ 有关,

当 $n_s=30\sim 100$ 时, $K=0.6$

当 $n_s=100\sim 220$ 时, $K=0.7$

当 $n_s=240\sim 280$ 时, $K=0.8$

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2)$$

式中  $n_s$ ——比转数

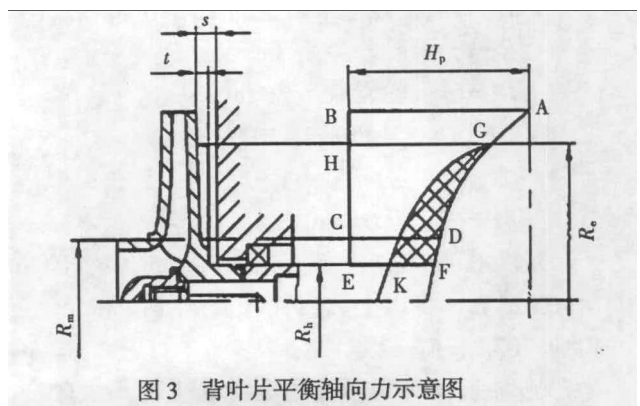


图3 背叶片平衡轴向力示意图

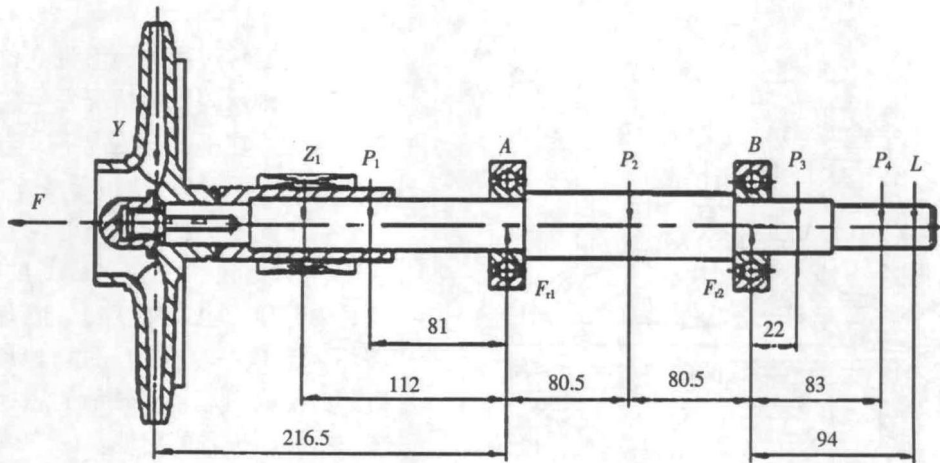


图 4 泵轴简化力学模型 1

$n$ ——转速 (r/min)  
 $Q$ ——流量 (m<sup>3</sup>/s)  
 $H$ ——扬程 (m)

ZH100-80-250 性能参数为：流量  $Q=120\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程  $H=80\text{m}$ ，转速  $n=2900\text{r}/\text{min}$ ，将以上数据代入式 (2) 中，得  $n_s=72.25$ 。根据  $n_s$  可得  $K=0.6$ ，叶轮密封环半径  $R_m=0.0573\text{m}$ ，叶轮轮毂半径  $R_h=0.025\text{m}$ ，脱盐水密度  $\rho=1000\text{kg}/\text{m}^3$ ，重力加速度  $g=9.81\text{m}^2/\text{s}$ ，由公式 (1) 可求得轴向力  $F_1=3932.5\text{N}$ 。

在 50% 流量情况下， $Q'=50\%Q=60\text{m}^3/\text{h}$ ，根据泵的性能曲线可知  $Q'=60\text{m}^3/\text{h}$ ， $H'=92.5\text{m}$ ，代入公式 (1) 则求得轴向力  $F_1'=3932.5 \times 92.5/80=4546.95\text{N}$ 。

背叶片平衡轴向力原理如图 3 所示，其计算公式如下：

$$F_2 = \frac{w^2 \cdot \rho \cdot \pi}{16} \cdot \left[ \left( \frac{s+t}{s} \right)^2 - 1 \right] \cdot (R_c^2 - R_h^2)^2 \quad (3)$$

式中  $F_2$ ——背叶片平衡掉的轴向力 (N)  
 $\rho$ ——液体密度 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $t$ ——背叶片高度 (mm)  
 $s$ ——后盖板与泵盖壁的距离 (mm)  
 $R_c$ ——背叶片半径 (m)  
 $R_h$ ——叶轮轮毂半径 (m)

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4)$$

式中  $n$ ——转速 (r/min)

$n=2900\text{r}/\text{min}$ ， $s=5\text{mm}$ ， $t=4\text{mm}$ ， $R_c=0.09\text{m}$ ， $R_h=0.025\text{m}$ ，将以上数据代入公式 (4) 和 (3)，则得  $w=303.7$ ， $F_2=2266.7\text{N}$ 。

则泵工作时实际作用在叶轮上的最大轴向力

$F=F_1-F_2=4546.95-2266.7=2280.25\text{N}$ ，其方向指向叶轮吸入口。

#### 4.2 产生径向力的原因及计算方法

作用在轴上的径向力有：(1) 转子的重量；(2) 附加径向力，由于沿叶轮外缘压力分布不均匀而产生的作用在叶轮上的径向力；(3) 离心力，由于叶轮及联轴器不可能达到绝对的静平衡，当转子旋转时，残余不平衡重量就能产生离心力。下面对 3 个径向力分别进行计算。

(1) 转子的重量 它是固定方向的径向力，轴的重量是均布载荷，但为了简化计算，可以把轴分成几段变成集中载荷，并把它们加在相应的其它转子零件的重量上，见图 4。

其中  $Y=80.4\text{N}$ ， $Z_1=16.2\text{N}$ ， $P_1=11.8\text{N}$ ， $P_2=18.5\text{N}$ ， $P_3=3.0\text{N}$ ， $P_4=4.9\text{N}$ ， $L=28.5\text{N}$ 。

(2) 附加径向力 径向力计算公式如下：

$$F=9.81 \cdot K_r \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2 \times 10^3 \quad (5)$$

式中  $F$ ——附加径向力 (N)

$H$ ——泵扬程 (m)

$D_2$ ——叶轮外径 (m)

$B_2$ ——包括盖板的叶轮出口宽度 (m)

$K_r$ ——径向力系数，按经验公式计算

$$K_r = 0.36 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_N} \right)^2 \right] \quad (6)$$

式中  $Q_N$ ——设计点的流量 (m<sup>3</sup>/h)

结构参数： $D_2=0.262\text{m}$ ， $B_2=0.019\text{m}$ ，设计工况时  $Q=120\text{m}^3/\text{h}$ ， $H=80\text{m}$ ， $K_r=0$ ；由公式 (5) 可得径向力  $F=0\text{N}$ ；当流量为 50% 时， $Q'=60\text{m}^3/\text{h}$ ， $H'=92.5\text{m}$ ， $K_r=0.27$ ；由公式 (5) 可得径向力  $F=$

1219.6 N

(3) 离心力 离心力计算公式如下:

$$F_c = 1.12 \times 10^{-9} \cdot G_c \cdot n^2 \cdot R \quad (7)$$

式中  $F_c$ ——残余不平衡重量所产生的离心力 (kg)

$G_c$ ——最大半径上的残余不平衡重量 (g)

$n$ ——转速 (r/min)

$R$ ——叶轮或联轴器的最大半径 (mm)

叶轮半径  $R_1 = 131$  mm, 最大半径上的不平衡重量  $G_c = 3$  (g)。叶轮由于不平衡重量所产生的离心力  $F_c = 1.12 \times 10^{-9} \cdot G_c \cdot n^2 \cdot R = 1.12 \times 10^{-9} \times 3 \times 2900^2 \times 131 = 3.702$  (kg)  $\approx 36.32$  N

泵联轴器半径  $R_2 = 60$  mm, 最大半径上的不平衡重量  $G_c = 3$  (g)。叶轮由于不平衡重量所产生的离心力  $F_c = 1.12 \times 10^{-9} \cdot G_c \cdot n^2 \cdot R = 1.12 \times 10^{-9} \times 3 \times 2900^2 \times 60 = 1.695$  (kg)  $\approx 16.63$  N。

轴上除泵联轴器及叶轮外均为完全机械加工, 可以认为是静平衡的, 不会产生离心力。

## 5 轴承受力及使用寿命计算

### 5.1 轴承受力计算

按最差情况考虑, 认为叶轮重量、叶轮离心力、叶轮附加径向力方向均相同; 泵联轴器重量、泵联轴器离心力方向亦相同, 计算轴承的支反力  $F_{r1}$ 、 $F_{r2}$ 。

$$F_{r1} + F_{r2} = 80.4 + 1219.6 + 36.32 + 16.2 + 11.8 + 18.5 + 3.0 + 4.9 + 28.5 + 16.63 \quad (8)$$

$$(80.4 + 1219.6 + 36.32) \times 216.5 + 16.2 \times 112 + 11.8 \times 81 + F_{r2} \times 161 = 18.5 \times 80.5 + 3 \times 183 + 4.9 \times 244 + (28.5 + 16.63) \times 255 \quad (9)$$

解 (8)、(9) 两个方程式得到  $F_{r1} = 3158.6$  N,  $F_{r2} = -1722.7$  N。

计算结果中  $F_{r2}$  为负值, 说明  $F_{r2}$  的方向与图 4 所示的方向相反。由于叶轮所受的轴向力方向向左, 从图 4 可以看出作用在叶轮上的轴向力实际上由轴承 A 来承受, 该轴承既承受轴向力  $F$ , 也承受径向力  $F_{r1}$ 。轴承 B 只承受径向力  $F_{r2}$ , 而且该轴承所承受径向力  $F_{r2}$  小于轴承 A 承受径向力  $F_{r1}$ , 因此轴承 A 的使用寿命若能满足 ISO 281 标准 (ANSI/ABMA 标准 9) 基本额定寿命  $L_{10h}$  在额定条件下连续运转至少为 25000 小时、在最大径向和轴向负荷及额定转速下至少为 16000 小时, 那么轴承 B 肯定能满足以上要求。

表 2 深沟球轴承的 X 和 Y 值

$F_a/Cor$	e	Y	径向当量动负荷	径向当量静负荷
0.014	0.19	2.30	当 $F_a/F_r \leq e$ $P_r = F_r$ 当 $F_a/F_r > e$ $P_r = 0.56 \times F_r + Y \times F_a$	当 $F_a/F_r \leq 0.8$ $P_s = F_s$ 当 $F_a/F_r > 0.8$ $P_s = 0.6 \times F_s + 0.5 \times F_a$
0.028	0.22	1.99		
0.056	0.26	1.71		
0.084	0.28	1.55		
0.11	0.30	1.45		
0.17	0.34	1.31		
0.28	0.38	1.15		
0.42	0.42	1.04		
0.56	0.44	1.00		

表 3 冲击负荷系数  $f_d$  值

负荷性质	$f_d$	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0~1.2	电动机、汽轮机、通风机、水泵
中等冲击	1.2~1.8	车辆、机床、起重机、冶金设备、内燃机
强大冲击	1.8~3.0	破碎机、轧钢机、石油钻机、振动筛

### 5.2 轴承使用寿命计算

轴承 A: 径向负荷  $F_{r1} = 3158.6$  N、轴向负荷  $F = 2280.25$  N。由《新编机械设计手册》可查得深沟球轴承 6307 基本额定负荷为:  $C_r = 25800$  N,  $C_a = 17800$  N。故  $F_a/C_a = 2280.25/17800 = 0.1281$ , 由表 2 可查得  $e = 0.312$ ,  $Y = 1.41$ 。而  $F_a/F_r = 2280.25/3158.6 = 0.7219 > 0.312$ , 即  $F_a/F_r > e$ , 考虑工作中载荷有波动, 当量动负荷为:

$$P = f_d \cdot (0.56 \times F_r + Y \cdot F) \quad (10)$$

泵工作时流量变化较大, 轴承承受的冲击负荷也较大, 由表 3 可查得  $f_d = 1.2$  代入公式 (10) 得  $P = 1.2 \times (0.56 \times 3158.6 + 1.41 \times 2280.25) = 5980.8$  (N)

$$\text{则轴承使用寿命 } L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \left( \frac{c}{p} \right)^{\epsilon} \quad (11)$$

式中  $\epsilon$ ——寿命系数(球轴承  $\epsilon = 3$ , 滚子轴承  $\epsilon = 10/3$ )

将以上数据代入公式 (11) 得:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 2900} \times \left( \frac{25800}{5980.8} \right)^3 = 461.4 \text{ (h)}$$

从计算结果可知, 在最大载荷工况下轴承使用寿命为 461.4 小时, 对于变工况连续运转来讲, 远远不能满足工作要求。

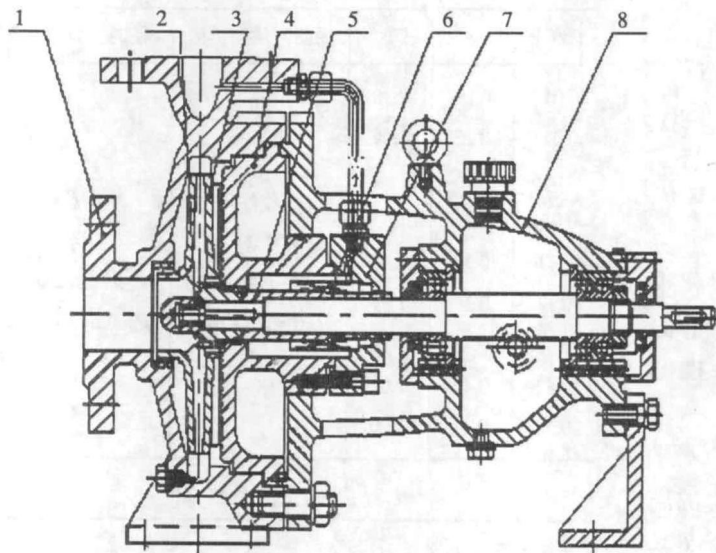


图5 改进后ZH型化工泵结构图

- 1.泵体 2.叶轮螺母 3.叶轮 4.泵盖 5.轴套
- 6.机械密封 7.密封端盖 8.轴承架部件

## 6 技术改进方案

### 6.1 改善泵运行条件

在水泵出口配置弯管，以防止在流量突变情况下，流体压力和静压头对叶轮和轴承的正面冲击，而由弯管承受部分静压头和冲击载荷，可以作为一个缓冲措施。

### 6.2 开平衡孔

泵工作时我们现场测得泵入口压力为 1.2 m,

而叶轮轮毂处的压头我们可以通过以下公式进行计算：

$$H_{EK} = H_F \frac{w^2}{8 \cdot g} \cdot \left[ R_2^2 - R_e^2 + \left( \frac{s+t}{s} \right)^2 \cdot (R_e^2 - R_h^2) \right] \quad (12)$$

式中  $H_F$ ——叶轮势扬程 (m)

$$H_F = H_t \cdot \left( 1 - \frac{g \cdot H_t}{2 \cdot u_2} \right) \quad (13)$$

式中  $u_2$ ——叶轮圆周速度 (m/s)

$H_t$ ——泵的理论扬程 (m)

$$u_2 = R_2 \cdot \pi \cdot n / 30 \quad (14)$$

$$H_t = H / \eta_h \quad (15)$$

式中  $\eta_h$ ——泵的水力效率

$$\eta_h = 1 + 0.0835 \cdot \lg^3 \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (16)$$

根据泵的已知数据及公式 (12)、(13)、(14)、(15)、(16)，我们可以计算出  $Q'=60 \text{ m}^3/\text{h}$ ， $H'=92.5 \text{ m}$  时叶轮轮毂处的压头  $H_{EK}=32.83 \text{ m}$ ； $Q=120 \text{ m}^3/\text{h}$ ， $H=80 \text{ m}$  时叶轮轮毂处的压头  $H_{EK}=26.98 \text{ m}$ 。从计算结果可知，泵工作过程中叶轮轮毂处的压头始终大于泵入口压力。因此我们在叶轮后盖板  $\phi 80$  圆上两叶片中间钻 5 个  $\phi 8$  的平衡孔，它们在  $\phi 80$  圆上均匀分布。盖板前后两侧流体连通，起到平衡盖板两侧流体压力的作用，它可以使叶轮吸入口后盖板两侧流体的压力差减少，从而减少作用在叶轮上的轴向力。

### 6.3 增加背叶片的半径

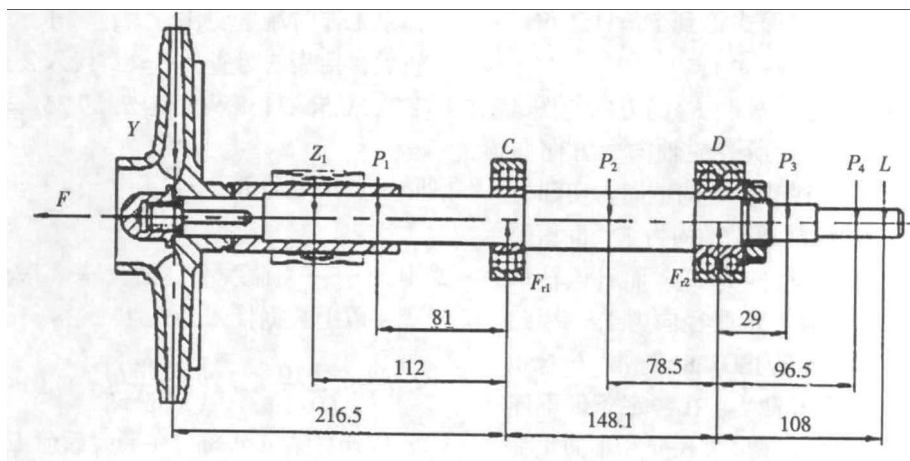


图6 泵轴简化力学模型 2

从公式(3)我们可以看出,增加背叶片的半径,可以平衡和抵消大部分轴向力。将背叶片的半径由90 mm变为104 mm,此时背叶片平衡掉的轴向力根据公式(3)可计算求得 $F_2=4213.1$  N,那么泵工作过程中实际作用在叶轮上的最大轴向力为 $F=F_1-F_2=4546.95-4213.1=333.85$  N

#### 6.4 改变轴承型式与配置

通过泵工作时受力分析和详细计算,我们知道轴承的选型和配置是发生故障的关键问题。在利用原来轴承架铸件的基础上,将原来2个深沟球轴承6307改为:靠近叶轮处的轴承变为圆柱滚子轴承NU307E;靠近联轴器处的轴承变为双列角接触球轴承3307A。经改进后的结构如图5所示。双列角接触球轴承3307A具有较大的径向和轴向承载能力,也具有较好的抗冲击性能,又能满足转速要求;而圆柱滚子轴承NU307E具有较好的轴向游动能力和径向承载能力,也具有较好的油润滑性能,并且解决了深沟球轴承6307轴向游动的缺陷。

#### 6.5 轴承使用寿命计算

按照第5.1节轴承受力计算方法,我们可以求出轴承支反力 $F_{r1}=3310.1$  N,  $F_{r2}=-1874.2$  N。

由图5和图6可知,增加背叶片半径后,叶轮上没被平衡掉的轴向力 $F$ ,实际上由轴承D来承受,该轴承既承受轴向力 $F$ ,也承受径向力 $F_{r2}$ ,轴承C只承受径向力 $F_{r1}$ 。

轴承C根据前面计算可知其承受的径向负荷 $F_{r1}=3310.1$  N。由《新编机械设计手册》可查得圆柱滚子轴承NU307E其基本额定负荷为: $C_r=61500$  N,  $C_a=40500$  N。考虑工作中载荷有波动,当量动负荷为:

$$P=f_d \cdot F_{r1} \quad (17)$$

由表3可查得 $f_d=1.2$ 代入公式(17)得 $P=1.2 \times 3310.1=3972.1$  (N)

$$\begin{aligned} \text{则轴承使用寿命 } L_{10h} &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{c}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \\ &= \frac{10^6}{60 \times 2900} \times \left( \frac{61500}{3972.1} \right)^{\frac{10}{3}} = 53165.99 \text{ (h)} \end{aligned}$$

轴承D根据前面计算可知其承受的径向负荷 $F_{r2}=1874.2$  N;轴向负荷 $F=333.85$  N。由《新编机械设计手册》可查得双列角接触球轴承3307A其基本额定负荷为: $C_r=45800$  N,  $C_a=42200$  N。由于 $F/F_{r2}=333.85/1874.2=0.1781 < 0.8$ ,考虑工作中载荷有波动,当量动负荷为:

$$P=f_d \cdot (F_{r2}+0.78 \times F) \quad (18)$$

由表3可查得 $f_d=1.2$ 代入公式(18), $P=1.2 \times (1874.2+0.78 \times 333.85) = 2561.5$  (N),则轴承使用寿命

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{c}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 2900} \times \left( \frac{45800}{2561.5} \right)^{\frac{10}{3}} = 32852.2 \text{ (h)}$$

通过采取以上措施,轴承C和D的使用寿命均满足ISO281标准(ANSI/ABMA标准9)基本额定寿命 $L_{10h}$ 在额定条件下连续运转至少为25000小时,在最大径向和轴向负荷及额定转速下至少为16000小时的要求。

## 7 改进效果与结论

(1) 2台ZH100-80-250化工泵经过结构改进后,距今已连续运转18个月,未出现过抱轴、烧毁轴承之类的故障,泵的运转情况良好。说明结构改进是有效的、成功的。

(2) 采用开平衡孔、改变背叶片的半径、改变轴承型式和变更轴承配置这4项措施可提高ZH型离心泵的变工况适应能力,扩大了单级悬臂式离心泵的使用范围。

(3) 设计人员在水泵设计时既要考虑设计工况,也要考虑泵实际工作时工况变化泵均能可靠运行而不出现故障。

### 参 考 文 献

- 1 沈阳水泵研究所等. 叶片泵设计手册. 机械工业出版社, 1983.7
- 2 关醒凡. 现代泵技术手册. 宇航出版社, 1995. 9
- 3 API610<sup>™</sup> (美国石油学会标准) 石油、重化学和天然气工业用离心泵 (第八版). 1995.8
- 4 蔡春源等. 新编机械设计手册. 辽宁科学出版社, 1993.7

(本文编辑 王振华)