

## 叶轮背叶片对离心泵轴向力影响的试验及分析



刘在伦

刘在伦<sup>1,2</sup>,陈淘利<sup>1\*</sup>,芦维强<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院,浙江 温州 325105)

**摘要:**为了研究叶轮背叶片对离心泵轴向力特性的影响规律,以降速后的IS80-50-315型离心泵为研究对象,通过改变背叶片的宽度和数目,共设计出13种叶轮背叶片方案,并经过试验测试获得背叶片宽度和数目对泵性能、泵腔内液体压力及轴向力的影响规律。研究表明,当背叶片数目不变时,随着背叶片宽度的增大,试验泵的扬程和轴功率均增大,泵的效率逐渐降低;当背叶片宽度和数目增大到一定值时,轴向力的方向会发生改变,这将影响整机运行的稳定性。从平衡离心泵轴向力的角度出发,分析得出背叶片宽度 $t=3.5\text{ mm}$ 、数目 $Z=5$ 为最佳方案,此时轴向力方向为正、变化幅度较小。对比分析3种背叶片数目下,背叶片端部和泵盖的间隙 $\delta$ 与轴向力系数 $c_F$ 关系曲线,得出间隙 $\delta$ 越小,背叶片平衡轴向力效果越显著。该研究成果为工程实践中背叶片的设计提供了理论依据。

**关键词:**离心泵;背叶片;轴向力;试验

**中图分类号:**TH311 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-8530(2019)12-1013-06

Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.18.0002

刘在伦,陈淘利,芦维强.叶轮背叶片对离心泵轴向力影响的试验及分析[J].排灌机械工程学报,2019,37(12):1013-1018.

LIU Zailun, CHEN Taoli, LU Weiqiang. Experiment and analysis for effects of impeller back vanes on axial thrust of centrifugal pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2019,37(12):1013-1018. (in Chinese)

## Experiment and analysis for effects of impeller back vanes on axial thrust of centrifugal pump

LIU Zailun<sup>1,2</sup>, CHEN Taoli<sup>1\*</sup>, LU Weiqiang<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 2. Engineering Institute of Wenzhou Pump &amp; Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou, Zhejiang 325105, China)

**Abstract:** In order to study the influence of impeller back vanes on axial thrust of centrifugal pump, the IS80-50-315 type centrifugal pump after the speed reduction was taken as the research object. By changing the width and number of the back vanes, a total of 13 impeller back vane solutions were designed. The influence law of back vane width and number on pump performance, liquid pressure and axial thrust in pump cavity was obtained. The results show that when the number of back vanes is constant, the head and shaft power of the test pump increase with the increase of back vane width, and the efficiency of the pump decreases gradually. The direction of axial thrust will change when the width and number of back vanes increase to a certain value, which will affect the stability of the whole machine operation. From the angle of balance axial thrust, the number of back vanes  $Z=5$  and the width of

收稿日期:2018-01-04;修回日期:2018-04-03;网络出版时间:2019-05-09

网络出版地址:<http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20190509.1515.004.html>

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51269010);浙江省自然科学基金资助项目(LY12E09002)

第一作者简介:刘在伦(1961—),男,甘肃景泰人,教授,博士生导师(liuzl88@sina.com.cn),主要从事流体机械轴向力测试技术与理论研究。

通信作者简介:陈淘利(1989—),男,甘肃静宁人,硕士研究生(1094625860@qq.com),主要从事叶轮背叶片对轴向力影响研究。

back vanes  $t=3.5$  mm are the best values, while the direction of axial thrust of centrifugal pump is normal, and the variation is small. Under the three kinds of vane numbers, comparing the curves between the gap  $\delta$  of the pump cover with the axial thrust coefficient  $c_F$ , the smaller the gap  $\delta$ , the more pronounced the effect of axial thrust. The present results provide a theoretical basis for the design of the back vane in engineering practice.

**Key words:** centrifugal pump; back vane; axial thrust; experiment

在泵的设计中,为了使泵安全可靠运行,设计人员采取简单有效的措施,以尽可能减少或消除轴向力。用背叶片来平衡轴向力不仅可以降低密封处的压力,而且可以防止或减少固相颗粒进入轴封,对密封起到一定的保护作用。这种平衡方法一般常见于含有杂质的离心泵中<sup>[1-2]</sup>。

李仁年等<sup>[3]</sup>研究了背叶片对螺旋离心泵轴向力的影响,研究表明,背叶片的数目和宽度对于平衡轴向力均存在最优值,且对后泵腔及蜗壳内的压力分布影响较大。林玲等<sup>[4]</sup>研究了背叶片盖板间隙对平衡轴向力的影响,研究表明,当间隙在0.8~1.2 mm时,平衡轴向力的效果最佳。汪慧等<sup>[5]</sup>对背叶片宽度与轴向力的大小进行研究,结果表明,轴向力随背片宽度的增大而减小。上述研究成果对设计叶轮背叶片及平衡轴向力有重要的参考价值。但是以上研究大多采用数值模拟的方法进行研究,缺乏试验验证。如果能全面地掌握背叶片结构对离心泵性能及轴向力的影响机制,对优化背叶片结构设计有重要的现实意义<sup>[6-8]</sup>。

文中以IS80-50-315型离心泵为研究对象,以旋转流体内压力分布规律为基础,通过改变叶轮背叶片的宽度及数目,研究叶轮背叶片对离心泵性能、泵腔液体压力特性以及轴向力特性的影响规律。

## 1 试验装置及测试方案

### 1.1 试验装置

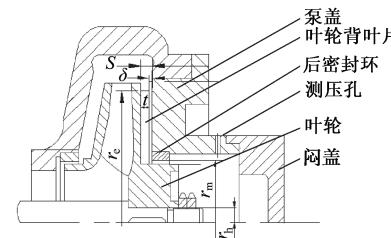
该试验是在兰州理工大学浮动叶轮离心泵闭式试验台上进行的<sup>[9]</sup>,如图1a所示。试验泵为IS80-50-315型离心泵,该泵的设计参数:设计扬程 $H_d=32$  m,设计流量 $Q_d=25 \text{ m}^3/\text{h}$ ,效率 $\eta=52\%$ ,转速 $n=1450 \text{ r/min}$ 。

文中将前、后泵腔测压点布置在蜗壳第8断面所在的轴面上。叶轮外径 $r_2=158$  mm,背叶片半径 $r_e=143$  mm,前、后泵腔的轴向间隙 $S$ 分别为5 mm和7 mm,如图1b所示,图中 $r_m$ 为叶轮后密封环半径, $r_h$ 为泵轴半径, $t$ 为背叶片宽度, $\delta$ 为背叶片端部

距后泵盖的间隙。



(a) 离心泵闭式试验台



(b) 背叶片测试装置

图1 测试试验台及装置

Fig.1 Test bench and device

### 1.2 试验方案

试验方案是在同一个叶轮上更换不同规格的背叶片,如图2所示。本次试验是在相同背叶片外径下进行的,通过改变背叶片的数目 $Z$ 和宽度 $t$ ,共设计出13种试验方案,如表1所示<sup>[10-12]</sup>, $n$ 为方案编号。

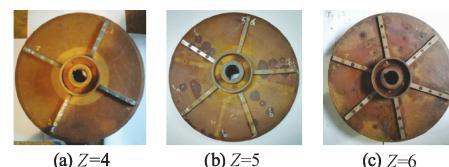


图2 带背叶片叶轮实物图  
Fig.2 Physical figure of impeller with back vanes

表1 不同背叶片数和宽度下的试验方案

Tab.1 Experimental schemes under different numbers and widths of back vanes

Z	n				
	$t=0 \text{ mm}$	$t=2.5 \text{ mm}$	$t=3.5 \text{ mm}$	$t=5.0 \text{ mm}$	$t=6.0 \text{ mm}$
4	1	2	3	4	5
5	1	6	7	8	9
6	1	10	11	12	13

## 2 试验结果及分析

### 2.1 背叶片宽度对离心泵性能的影响

在没有安装背叶片和背叶片数目  $Z=4$ , 宽度  $t$  分别为 2.5, 3.5, 5.0, 6.0 mm 的条件下(方案 1—5)下, 对离心泵性能进行测试. 绘制泵的性能曲线如图 3 所示.

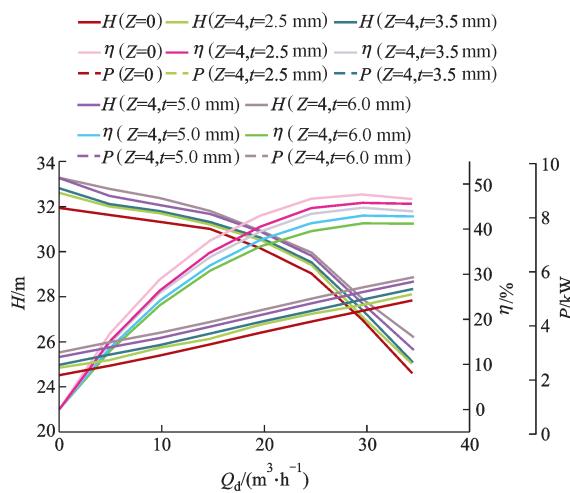


图 3 背叶片宽度与离心泵性能的关系曲线

Fig.3 Relationship between width of back vanes and performance of centrifugal pump

由图 3 可知, 在无背叶片的情况下, 泵的扬程和功率均小于有背叶片的, 而效率则相反. 随着背叶片宽度的增加, 泵的扬程和功率增大. 泵扬程的增加是因为泵腔内流体受到背叶片的作用力, 并以相同的角速度做旋转运动, 从而使得背叶片顶端的压力增加, 泵的扬程也随之增加. 以无背叶片时的泵性能为基准, 背叶片宽度  $t=6.0$  mm 时, 在  $0.8Q_d$  即  $Q=20 \text{ m}^3/\text{h}$  时, 扬程增加了 2.59%, 输入功率增加了 22.13%, 效率下降了 15.84%; 在  $1.0Q_d$  即  $Q=25 \text{ m}^3/\text{h}$  时扬程增加了 3.2%, 输入功率增加了 20.43%, 效率下降 15.34%; 在  $1.2Q_d$  即  $Q=30 \text{ m}^3/\text{h}$  时扬程增加了 3.24%, 输入功率增加了 19.34%, 效率下降了 13.42%. 由此可见, 叶轮背叶片对泵的整体性能有显著的影响, 选择合理的背叶片宽度及数目是文中研究的重点之一<sup>[13]</sup>.

### 2.2 背叶片宽度对前后泵腔液体压力的影响

在背叶片数目  $Z=4$  的条件下, 背叶片宽度  $t=0, 2.5, 3.5, 5.0, 6.0 mm 时, 对试验泵前后泵腔液体压力进行测试. 表 2 和表 3 分别为设计工况下所测得的前后泵腔试验数据, 表中  $d$  为测压孔与轴中心的距离,  $p_f$  为前泵腔液体压力实测值,  $p_b$  为后泵腔$

液体压力实测值. 前后泵腔液体压力的变化曲线如图 4 所示.

表 2 前泵腔液体压力实测值

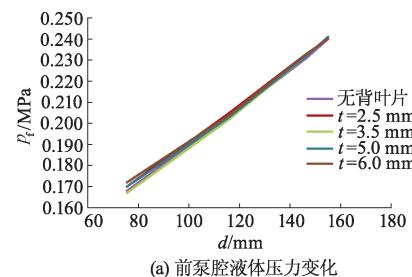
Tab.2 Measured value of liquid pressure in front pump chamber

$d/\text{mm}$	$p_f/\text{MPa}$				
	$t=0$	$t=2.5 \text{ mm}$	$t=3.5 \text{ mm}$	$t=5.0 \text{ mm}$	$t=6.0 \text{ mm}$
75	0.168	0.170	0.167	0.170	0.172
116	0.203	0.205	0.202	0.203	0.204
146	0.231	0.233	0.232	0.232	0.233
155	0.240	0.240	0.241	0.241	0.240

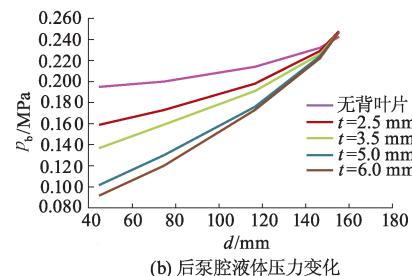
表 3 后泵腔液体压力实测值

Tab.3 Measured value of liquid pressure in rear pump chamber

$d/\text{mm}$	$p_b/\text{MPa}$				
	$t=0$	$t=2.5 \text{ mm}$	$t=3.5 \text{ mm}$	$t=5.0 \text{ mm}$	$t=6.0 \text{ mm}$
45	0.195	0.159	0.137	0.102	0.092
75	0.200	0.173	0.159	0.130	0.120
116	0.214	0.198	0.191	0.176	0.173
146	0.232	0.229	0.226	0.224	0.222
155	0.242	0.247	0.246	0.246	0.246



(a) 前泵腔液体压力变化



(b) 后泵腔液体压力变化

图 4 背叶片宽度与前后泵腔液体压力的关系曲线

Fig.4 Relationship between width of back vanes and pressure of pump cavity

从图 4a 可以看出, 在同一背叶片数目下, 不同宽度的背叶片压力曲线基本重合. 以无背叶片时前泵腔压力为基准, 不同测压点压力变化最大值为 1.4%. 这说明背叶片宽度的增加对前泵腔液体压力影响不大. 而由图 4b 可以看出, 后泵腔液体压力呈抛物线分布规律, 随着测压孔半径的增大, 5 条压力曲线的间距越来越小, 在半径  $R=155 \text{ mm}$  处 5 条曲线基本重合. 从图中还可以看出, 后泵腔液体压力随着背叶片宽度的增加而逐渐降低. 背叶片宽度越大,

后泵腔液体的压力越小.

### 2.3 背叶片数目对后泵腔压力的影响

图5为背叶片宽度 $t=6.0\text{ mm}$ 的条件下,背叶片数为 $Z=0,4,5,6$ 时,试验测得后泵腔液体压力随测压孔距轴心距离的变化规律曲线.当背叶片宽度一定时,随着背叶片数目的增加,后泵腔液体压力逐渐减小.与无背叶片后泵腔液体压力相比,当测压孔与轴心的距离 $d$ 为 $45\sim150\text{ mm}$ 时,安装背叶片后,3条压力曲线均位于无背叶片曲线的下方,且背叶片数目越多,压降越明显.当 $d$ 为 $150\sim157\text{ mm}$ 时,有背叶片的后泵腔液体压力高于无背叶片时泵腔压力,即在背叶片顶端形成局部高压区.这是因为在背叶片的作用下,后泵腔内一部分液体被甩出,没有背叶片的束缚,液体得到充分发展,从而将流体的动能转化为压能,这样就在背叶片顶端形成局部高压区<sup>[14]</sup>.

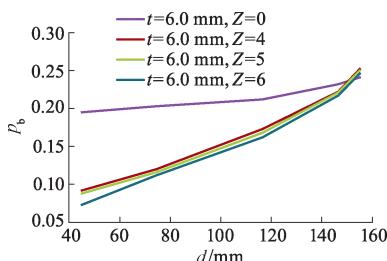


图5 后泵腔压力分布曲线

Fig.5 Pressure distribution curves of pump chamber

## 3 背叶片平衡的轴向力

### 3.1 背叶片平衡轴向力的理论分析

安装背叶片后,离心泵叶轮上的轴向力主要包括以下分力:①叶轮前后盖板不对称产生的轴向力 $F_1$ ;②背叶片平衡的轴向力 $F_2$ ;③动反力 $F_3$ ,因此轴向力由三者的矢量和确定<sup>[15]</sup>.背叶片平衡轴向力的原理如图6所示.

$$F = F_1 + F_2 + F_3. \quad (1)$$

在未加背叶片时,叶轮右侧压力水头如图6中的曲线 $AGF$ ,左侧压力水头为曲线 $ADF$ .因为离心泵叶轮前后盖板不对称,产生轴向力部分为阴影部分 $CDFE$ ,方向指向叶轮入口.叶轮后盖板任意半径处,作用的压力水头为 $H_{ac}$ ,从轮毂半径到密封环半径积分,则得盖板轴向力 $F_1$ 为

$$F_1 = \rho g \int_{R_h}^{R_e} 2\pi R H_{ac} dR. \quad (2)$$

加背叶片之后,其压力水头如曲线 $GIK$ 所

示,这与原曲线 $GDF$ 相差的阴影部分为背叶片平衡的轴向力 $F_2$ .任意半径 $R$ 处的压力水头差为 $H_{ab}$ .从轮毂半径 $R_h$ 积分到背叶片半径 $R_e$ 得到平衡力 $F_2$ .

$$H_{bc} = H_{ac} - H_{ab}, \quad (3)$$

$$F_2 = \rho g \int_{R_h}^{R_e} 2\pi R H_{bc} dR. \quad (4)$$

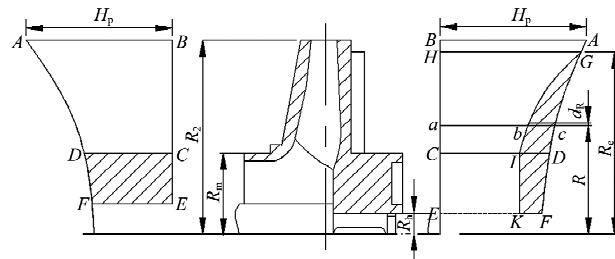


图6 背叶片平衡轴向力示意图

Fig.6 Balance axial thrust diagram of back vanes

假设盖板两侧腔的液体无泄漏流动,泵腔液体压力按抛物线规律分布.根据试验测量的静压数据,利用Matlab数学软件对压力进行拟合,得到泵腔压力的函数表达式.利用式(2)—(4)可求出叶轮所受轴向力.

动反力 $F_3$ 为

$$F_3 = \rho Q_T (v_{m0} - v'_{m2} \cos \alpha), \quad (5)$$

$$Q_T = Q / \eta_v, \quad (6)$$

式中: $\rho$ 为液体密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ; $Q_T$ 为离心泵理论流量, $\text{m}^3/\text{s}$ ; $v_{m0}$ 为流体进入叶轮前轴面速度, $\text{m}/\text{s}$ ; $v_{m2}$ 为流体流出叶轮后轴面速度, $\text{m}/\text{s}$ ; $\alpha$ 为叶轮轴线与轴面速度 $v'_{m2}$ 之间夹角.其中, $v'_{m2} \cos \alpha = 0$ , $\eta_v = 0.97$ , $v_{m0} = 1.85\text{ m}/\text{s}$ .

### 3.2 背叶片宽度对轴向力的影响

图7为背叶片数 $Z=4$ 的条件下,不同背叶片宽度下轴向力的变化规律.背叶片宽度 $t=0$ 时,轴向力的变化范围为 $2232.96\sim2681.27\text{ N}$ ,且指向叶轮吸入口方向.背叶片宽度 $t=2.5\text{ mm}$ 时,轴向力变化范围为 $832\sim1138\text{ N}$ ,方向指向叶轮进口.当 $t=3.5\text{ mm}$ 时,轴向力的变化范围为 $102\sim762\text{ N}$ .其中,当流量为 $1.0Q_d$ 时,轴向力为 $192\text{ N}$ ;当流量为 $1.2Q_d$ 时,轴向力为 $102\text{ N}$ .当背叶片宽度 $t=5.0\text{ mm}$ 时,轴向力变化范围为 $-895\sim202\text{ N}$ .当背叶片宽度 $t=6.0\text{ mm}$ 时,此时轴向力为负值,且背向叶轮吸入口方向.改变背叶片的宽度将直接影响后泵腔的流动状态以及轴向力的大小.由此可见,从平衡轴向力的角度考虑,背叶片宽度 $t=3.5\text{ mm}$ 为最优方案.

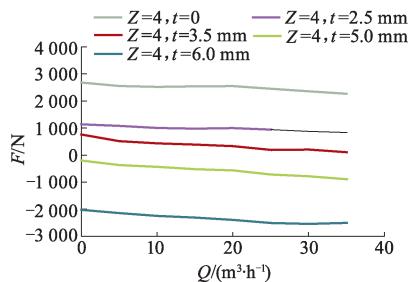


图 7 不同背叶片宽度下轴向力变化曲线  
Fig.7 Variation curves of axial thrust with different width of back vanes

### 3.3 背叶片数目对轴向力的影响

图 8 为背叶片宽度  $t = 3.5$  mm 时, 背叶片数目变化所对应的叶轮轴向力变化曲线。当背叶片数目  $Z = 4$  时, 轴向力  $F$  的变化范围为  $102 \sim 762$  N, 且指向叶轮吸入口。随着流量的增大, 轴向力逐渐减小; 当背叶片数目  $Z = 5$  时, 轴向力  $F$  的变化范围为  $5 \sim 472$  N, 且指向叶轮吸入口。背叶片数  $Z = 6$  时, 轴向力的变化范围为  $-280 \sim 85$  N, 且在  $0.2Q_d$  的设计流量下, 轴向力的方向发生改变。对这 3 种数目的背叶片进行综合分析, 当背叶片数为  $Z = 5$  且流量小于  $1.4Q_d$  时, 叶轮所受轴向力均为正值且变化范围较小, 因此从平衡轴向力的角度分析, 背叶片数目  $Z = 5$  为最优方案。

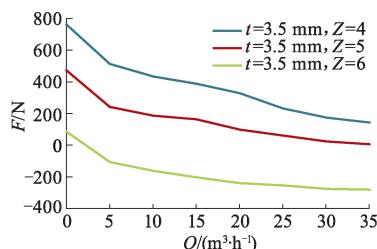


图 8 不同背叶片数目下轴向力变化曲线  
Fig.8 Variation curves of axial thrust with different number of back vanes

为了计算相似泵的轴向力, 引入轴向力系数  $c_F$ , 其计算公式为

$$c_F = \frac{F}{\pi \rho g H r_2^2}, \quad (7)$$

式中:  $F$  为轴向力;  $r_2$  为叶轮半径;  $H$  为泵的扬程。由式(7)可得不同背叶片数的轴向力系数与间隙  $\delta$  的关系曲线, 如图 9 所示。

在轴间距  $S = 7$  mm 取定值时, 背叶片宽度  $t$  越大, 间隙  $\delta$  越小。从图 9 可知, 随着间隙  $\delta$  的增大, 轴向力系数先减小后增大。当间隙  $\delta = 3.5$  mm, 背叶片数目  $Z = 4, 5$  时, 轴向力系数  $c_F$  分别为 0.006 47 和 0.002 16; 背叶片数目  $Z = 6$  时, 轴向力的方向已发

生改变, 轴向力系数为 -0.006 46。从图 9 还可以看出, 3 条曲线的斜率随着间隙  $\delta$  的增加而发生变化: 当间隙  $\delta$  由 1.0 mm 增加到 2.0 mm 时, 曲线斜率变化较大; 而当间隙较大时, 曲线变得越来越平缓。由此可见, 背叶片平衡轴向力的效果随着间隙  $\delta$  的减小越来越显著; 当间隙过小时, 离心泵所受轴向力为负值, 这种情况不利于泵的正常运行。因此从平衡轴向力的角度考虑, 背叶片端部和后泵盖的间隙  $\delta$  取 3.0~4.0 mm 比较合适。

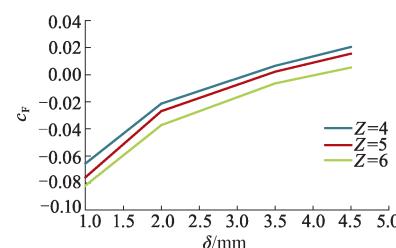


图 9 轴向力系数  $c_F$  与间隙  $\delta$  的关系曲线  
Fig.9 Relationship between axial thrust coefficient  $c_F$  and gap  $\delta$

## 4 结 论

1) 针对离心泵叶轮背叶片的宽度和数目, 对离心泵水力性能和轴向力的影响进行试验研究, 给出了较为合理的背叶片平衡轴向力的测试和计算方法, 该研究结论适用于其他低比转数离心泵。

2) 背叶片宽度和数目对离心泵前泵腔液体压力影响较小, 但对后泵腔液体压力影响较大。在叶轮上安装背叶片后, 后泵腔液体的旋转角速度明显增大, 且随着背叶片宽度的增大, 液体的旋转角速度越大, 后泵腔液体的压力越小。

3) 背叶片宽度和数目对平衡离心泵轴向力均存在最优值。经试验研究, 背叶片数  $Z = 5$ , 宽度  $t = 3.5$  mm 时, 叶轮能平衡该试验泵大部分轴向力, 且方向为正, 故为最佳背叶片方案。

4) 通过背叶片端部和后泵盖的间隙  $\delta$  与轴向力系数关系曲线分析, 间隙  $\delta$  取 3.0~4.0 mm 为最佳。该试验结论为研究背叶片对泵性能、泵腔液体压力、轴向力特性的影响规律提供了参考。

## 参考文献 (References)

- [1] 程效锐, 李仁年, 郭伟丽, 等. 背叶片对固液两相螺旋离心泵轴向力与流场的影响 [J]. 兰州理工大学学报, 2013, 39(2): 29~34.  
CHENG Xiaorui, LI Rennian, GUO Weili, et al. Influ-

- ce of screw centrifugal pump for back-blade on axial force and flow-field based on the solid-liquid two-phase medium [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2013, 39(2): 29–34. (in Chinese)
- [ 2 ] 周志安, 丁克勤. 背叶片密封封液能力的探讨及其优化[J]. 郑州工学院学报, 1995, 16(1): 1–13.  
ZHOU Zhian, DING Keqin. Investigation and optimization on back-blade ability of fluid sealing [J]. Journal of Zhengzhou Institute of Technology, 1995, 16(1): 1–13. (in Chinese)
- [ 3 ] 李仁年, 高杨, 程效锐, 等. 螺旋离心泵叶轮背叶片对轴向力影响的数值分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 156–161.  
LI Rennian, GAO Yang, CHENG Xiaorui, et al. Numerical calculation for effects of impeller back pump-out vanes on axial thrust in screw centrifugal pump [J]. Journal of mechanical engineering, 2012, 48(12): 156–161. (in Chinese)
- [ 4 ] 林玲, 牟介刚, 郑水华, 等. 叶轮背叶片与盖板的间隙对平衡轴向力的影响[J]. 机械设计与制造, 2013(12): 228–230.  
LIN Ling, MOU Jiegang, ZHENG Shuihua, et al. The effect of the gap between back blade and cover plate on the axial force of centrifugal pump [J]. Machinery design & manufacture, 2013(12): 228–230. (in Chinese)
- [ 5 ] 汪慧, 牟介刚, 苏苗印, 等. 离心泵叶轮背叶片宽度对平衡轴向力影响的探讨[J]. 水泵技术, 2011(3): 24–27.  
WANG Hui, MOU Jiegang, SU Miaoyin, et al. The research of influence of impeller back-blade width on axial force balance in centrifugal pumps [J]. Pump technology, 2011(3): 24–27. (in Chinese)
- [ 6 ] 张霞, 袁寿其, 张金凤, 等. 不同叶片包角对螺旋形单蜗壳离心泵叶轮径向力特性的影响[J]. 流体机械, 2017, 45(1): 43–47.  
ZHANG Xia, YUAN Shouqi, ZHANG Jinfeng, et al. Effect of different blade wrap angle on impeller radial force for a helical single spiral volute centrifugal pump [J]. Fluid machinery, 2017, 45(1): 43–47. (in Chinese)
- [ 7 ] HONG F, YUAN J, HENG Y, et al. Numerical optimal design of impeller back pump-out vanes on axial thrust in centrifugal pumps [C]// ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting. American Society of Mechanical Engineers, 2013: V01BT10A035–V01BT10A035.
- [ 8 ] 王银冰, 王晓枫, 刘文辉. 叶轮背叶片对离心泵内部流场的影响[J]. 石油和化工设备, 2014, 17(10): 5–8.
- WANG Yinbing, WANG Xiaofeng, LIU Wenhui. The influence of centrifugal pump internal flow-field of back blade [J]. Petro & chemical equipment, 2014, 17(10): 5–8. (in Chinese)
- [ 9 ] 刘在伦, 张森, 邵安灿, 等. 离心泵泵腔液体压力分布理论计算及验证[J]. 机械工程学报, 2016, 52(4): 178–184, 191.  
LIU Zailun, ZHANG Sen, SHAO Ancan, et al. Theoretical computation and verification for fluid static pressure in centrifugal pump side chamber [J]. Journal of mechanical engineering, 2016, 52(4): 178–184, 191. (in Chinese)
- [ 10 ] 刘在伦, 许立中, 贾晓, 等. 离心泵浮动叶轮轴向间隙的液体流动分析及轴向力计算[J]. 农业工程学报, 2013, 29(12): 79–85.  
LIU Zailun, XU Lizhong, JIA Xiao, et al. Analysis of liquid flow and axial force calculation in axial clearance for floating impeller of centrifugal pump [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(12): 79–85. (in Chinese)
- [ 11 ] 刘在伦, 王保明, 梁森. 浮动叶轮平衡腔内压力的试验分析[J]. 排灌机械, 2007, 25(5): 6–8.  
LIU Zailun, WANG Baoming, LIANG Sen. Experimental study on the pressure in the balance of floating impeller [J]. Drainage and irrigation machinery, 2007, 25(5): 6–8. (in Chinese)
- [ 12 ] 施卫东, 李启锋, 陆伟刚, 等. 基于CFD的离心泵轴向力计算与试验田[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 60–63.  
SHI Weidong, LI Qifeng, LU Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD [J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(1): 60–63. (in Chinese)
- [ 13 ] 刘在伦, 曾继来, 邵安灿, 等. 离心泵轴向力计算方法研究与试验验证[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(12): 1019–1025.  
LIU Zailun, ZENG Jilai, SHAO Ancan, et al. Calculation method and experimental verification for axial thrust on centrifugal pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2015, 33(12): 1019–1025. (in Chinese)
- [ 14 ] DOMINIK Lefor, JAN Kowalski, BORIS Kutschelis, et al. Optimization of axial thrust balancing swirl breakers in a centrifugal pump using stochastic methods [C]// ASME 2014 12th International Conference, 2014 IB: FED SM2014–21262.
- [ 15 ] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.

(责任编辑 盛杰)