

文章编号: 1000-8055(2023)01-0206-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220270

基于补偿切割法的离心泵轴向力控制试验

曾继来¹, 刘在伦¹, 吴新瑞², 赵伟国¹, 张 森³

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050;

2. 普伦斯泵业有限公司, 福建 松溪 353500;

3. 河南理工大学 机械与动力工程学院, 河南 焦作 454003)

摘 要: 为解决切割叶轮后盖板平衡轴向力的方法会导致泵扬程和效率降低这一关键问题, 提出了一种补偿叶轮后盖板切割量平衡轴向力的方法。采用在同一个叶轮上切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量的研究方案, 开展了泵性能、叶顶间隙压力、前后泵腔及平衡腔液体压力的系统测量。试验研究表明: 以原型叶轮在设计流量下的扬程、效率和轴向力为基准, 相对切割率为 3.81%、7.62%、11.43% 时, 泵的扬程分别下降了 3.52%、6.41%、9.93%, 效率分别下降了 2.97%、4.59%、6.18%, 轴向力分别降低了 8.02%、20.57%、22.3%; 而补偿叶轮后盖板切割量后, 泵的扬程最大降幅仅为 4.18%, 效率最大降幅仅为 2.7%, 轴向力最大降幅达到了 83.1%; 相对于切割叶轮后盖板而言, 补偿叶轮后盖板切割量可以使前泵腔压力升高而后泵腔压力降低。

关 键 词: 离心泵; 轴向力; 叶轮盖板; 切割; 补偿

中图分类号: V228.1; TH311

文献标志码: A

Experiment of axial force control for centrifugal pump based on compensation trimming method

ZENG Jilai¹, LIU Zailun¹, WU Xinrui², ZHAO Weiguo¹, ZHANG Sen³

(1. College of Energy and Power Engineering,

Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Preeminence Pump Company Limited, Songxi Fujian 353500, China;

3. School of Mechanical and Power Engineering,

Henan Polytechnic University, Jiaozuo Henan 454003, China)

Abstract: To solve the key problem that trimming rear shroud of impeller balanced axial force could reduce the pump head and efficiency, a method to balance axial force by compensating rear shroud of impeller cut was proposed. On the same impeller, systematic measurements of the pump performance, tip clearance pressure, liquid pressure distribution in front and rear pump cavity and liquid pressure in balanced cavity were carried out with the research scheme of trimming rear shroud of impeller and compensating rear shroud of impeller. The experiment results showed that at the designed speed and flow rate, the relative trimming rates of rear shroud of impeller were 3.81%, 7.62% and 11.43%, respectively, the pump head was 3.52%, 6.41%, 9.93% lower than that of the prototype impeller, the efficiency was 2.97%, 4.59% and 6.18% lower than that of the prototype impeller, and the axial force was 8.02%, 20.57%

收稿日期: 2022-04-28

基金项目: 国家自然科学基金 (52169018); 河南省自然科学基金 (222300420166); 河南省高等学校重点科研项目 (22A470003)

作者简介: 曾继来(1988—), 男, 博士生, 主要从事流体机械内部流场数值分析及测试技术研究。E-mail: 15193110850@163.com

通信作者: 张森(1990—), 男, 讲师, 博士, 主要从事叶轮机械原理与流动控制研究。E-mail: szhang@hpu.edu.cn

引用格式: 曾继来, 刘在伦, 吴新瑞, 等. 基于补偿切割法的离心泵轴向力控制试验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(1): 206-214. ZENG Jilai, LIU Zailun, WU Xinrui, et al. Experiment of axial force control for centrifugal pump based on compensation trimming method[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(1): 206-214.

and 22.3% lower than that of the prototype impeller. After compensating rear shroud of impeller trimming, the maximum drop of pump head was 4.18%, the maximum drop of efficiency was 2.7%, and the maximum drop of axial force was 83.1%. Compared with cutting rear shroud of impeller, compensating rear shroud of impeller trimming can increase the pressure of the front pump cavity and reduce the pressure of the rear pump cavity.

Keywords: centrifugal pump; axial force; impeller shroud; trimming; compensation

离心泵是航空发动机燃油系统的核心增压设备,优化泵的运行稳定性对提高航空发动机燃油系统的可靠性具有重要意义^[1-2]。然而,一直以来轴向力都是制约离心泵安全稳定运行和使用寿命的重要因素之一。过大的轴向力会加速航空发动机的主轴承磨损、导致转子轴向串动而与固定部件碰撞,甚至引起断轴、烧毁电动机等重大事故。因此,在航空燃油离心泵的设计过程中必须选择合适的平衡装置来平衡轴向力^[3-4]。

传统轴向力平衡方法因有较为成熟的设计理论和丰富的实践数据,在泵工程设计过程中得到了广泛应用^[5-6]。针对传统轴向力平衡理论及方法的不足之处,专家学者提出了一些轴向力平衡装置和方法。在泵体或平衡活塞等固定壁面上开设凹槽或加装凸起的肋条等结构被称为涡流制动器,泵腔内的泄漏流在涡流制动器内迅速失去角动量,导致泵腔径向压力差减小,这种装置可以平衡轴向力,但同时增大了泄漏量和圆盘摩擦损失^[7-8]。刘在伦等^[9-11]深入研究了叶轮侧腔液体流动机理及液体压力的分布特性,定性分析了泄漏量与叶轮侧腔压力分布的关系,为浮动叶轮平衡轴向力技术的工程应用奠定了基础。

近年来,一些专家学者提出了切割叶轮后盖板平衡轴向力的方法,该方法具有明显减少轴向力的效果,已应用于工程实际中。陆伟刚等^[12]对切割叶轮后盖板的潜水泵轴向力测试结果表明,切割叶轮后盖板能有效平衡叶轮轴向力,且基本不降低扬程和效率。Shi、Zhou 等^[13-14]研究了斜切叶轮后盖板对深井离心泵轴向力和性能的影响,研究发现适当切割叶轮后盖板可以提高泵的性能并显著降低轴向力,但切割量过大可能会在叶轮出口处产生二次流,导致泵性能急剧下降。Shadab 等^[15]研究了切割叶轮后盖板对泵的性能和径向力的影响。研究表明,随着切割量的增加,泵的扬程和效率降低,叶轮径向力分布不均匀性增加。

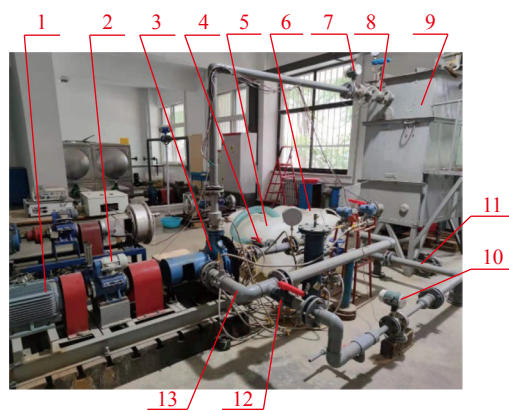
上述研究表明,切割叶轮后盖板能有效减少

轴向力,但也会导致泵的扬程和效率明显降低。针对这一关键问题,本文提出了补偿叶轮后盖板切割量平衡轴向力的方法,以实现显著降低叶轮轴向力、有效抑制泵扬程和效率降低的目的。以 IS80-50-315 型离心泵为研究对象,在同一个叶轮上,采用切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量的研究方案,开展了泵性能、叶顶间隙压力、前后泵腔和平衡腔压力的系统测量,研究了切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量对前后泵腔压力分布和平衡腔压力的影响规律,以及对泵扬程、效率和轴向力的影响程度。

1 试验装置及方法

试验是在如图 1 所示的离心泵开式试验台上进行的。电动机和试验泵之间安装有额定转矩为 50 N·m 的转速转矩传感器,用于测量试验泵的转速、扭矩和输入功率,转速、扭矩和输入功率的测量精度分别为 0.1%、0.3% 和 0.5%。此外,泵的出口流量采用 KTLD 型电磁流量计测量,其测量精度为 0.5%。流量测量的总不确定度为 0.71%。

试验泵为 IS80-50-315 型离心泵,该泵性能参数和主要几何参数如表 1 所示。



1 电动机; 2 转速转矩传感器; 3 试验泵; 4 1#球阀; 5 计量储水桶; 6 储水桶; 7 1#电磁流量计; 8 调节阀; 9 水箱; 10 2#电磁流量计; 11 回水管路; 12 2#球阀; 13 进水管路。

图 1 离心泵开式试验台

Fig. 1 Centrifugal pump open experiment bench

表 1 IS80-50-315 型离心泵性能参数和主要几何参数

Table 1 Performance parameters and main geometric parameters of IS80-50-315 centrifugal pump

设计参数	数值
额定流量 $Q_{sp}/(\text{m}^3/\text{h})$	25
额定扬程 H/m	32
额定转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	1 450
额定效率 $\eta/\%$	52
比转速 n_s	34
叶轮外径 D/mm	315
叶片数 Z	5
叶片包角 $\varphi/(\circ)$	170
前后密封环直径 D_m/mm	90
前后密封环间隙 b/mm	0.25
前后密封环长度 L/mm	15
后泵腔轴向宽度 b_l/mm	4
平衡孔直径 d/mm	6
平衡孔数 z	5

1.1 泵腔测压点布置及其压力测量方法

合理地布置测压点是提高压力测量精度及可靠性的技术保障。为了降低隔舌间隙射流及其诱导涡对压力测试结果的不利影响, 本文将测压孔布置在蜗壳第 8 特征断面所在的轴面附近, 泵腔和叶顶间隙压力测试装置如图 2 所示, 图中 r_1 为前后密封环半径; r_2 为叶轮外半径; r_3 为泵轴半径; r_4 为叶轮后盖板外半径。

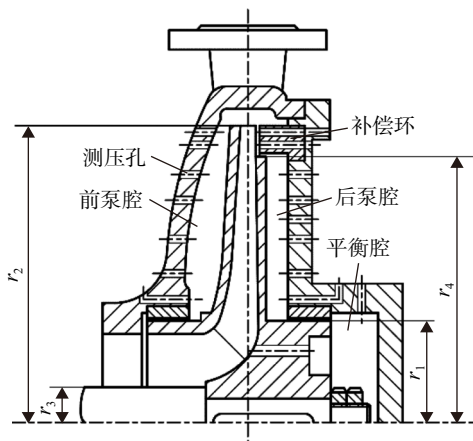
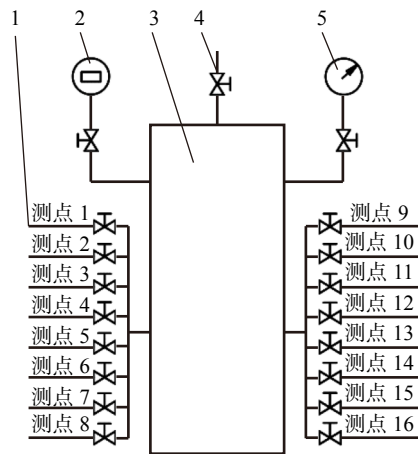


图 2 泵腔和叶顶间隙压力测试装置

Fig. 2 Pump cavity and tip clearance pressure test device

图 2 中, 在泵体上开设了 7 个测压孔, 用于测量前泵腔压力, 测压孔中心所在半径分别为 49、76、94、116、134、149、155 mm。泵盖上开设了 8 个测压孔, 用于测量后泵腔压力, 测压孔中心所

在半径分别为 49、76、94、105、116、134、149、155 mm。平衡腔测压孔与泵轴中心线垂直, 使其尽可能远离后密封环出口。补偿环以过盈配合的方式安装在泵盖上, 补偿环上的测压孔与泵盖测压孔对准并联通, 以测量叶顶间隙的压力。本文采用同一块压力表测量 16 个测点的压力, 专门设计了如图 3 所示的稳压罐, 稳压罐上装有精度为 0.4 级的精密压力表和精度为 0.5 级的电容式压力传感器, 压力表和电容式压力传感器的测试结果相互印证。测压软管及其上的球阀将 16 个测压孔与稳压罐联通。压力测量的总不确定度为 0.63%。



1 测压点; 2 传感器; 3 稳压罐; 4 排气阀; 5 压力表。

图 3 稳压罐

Fig. 3 Pressure stabilizing device

1.2 试验方案

为了进一步提高试验结果的可靠性, 试验是在同一个叶轮上完成的。参考 IS 泵性能参数表中该泵叶轮外径切割量, 设计了 3 组叶轮后盖板切割方案, 方案一、二、三所对应的叶轮后盖板切割量 ΔD 分别为 12、24、36 mm, 相对切割率 δ 依次为 3.81%、7.62%、11.43%。图 4 为原型叶轮与被切割叶轮实物图。

专门加工了外径为 315 mm 的 1 个钢环和 3 个补偿环, 并组装在泵盖上, 形成了如图 5 的整体泵盖。

钢环装在泵盖上, 可恢复原泵盖形状。补偿环 1、补偿环 2、补偿环 3 分别对方案一、二、三所对应的叶轮后盖板切割量进行补偿。3 个补偿环与叶轮后盖板外径形成的径向间隙为 1 mm, 则相对补偿率 γ 分别为 3.17%、6.98%、10.79%。3 个补偿环与叶片形成的叶顶间隙均为 1.3 mm。

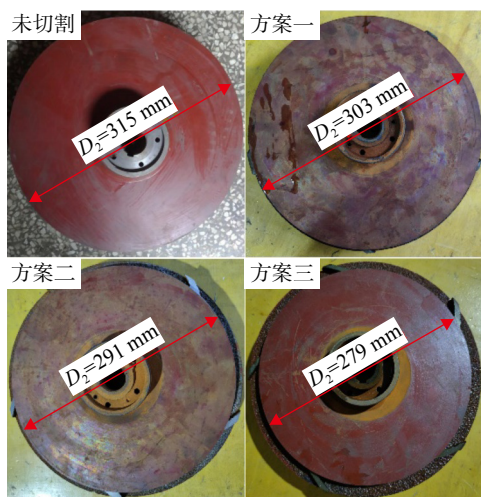


图4 叶轮实物图

Fig. 4 Physical photos of impeller

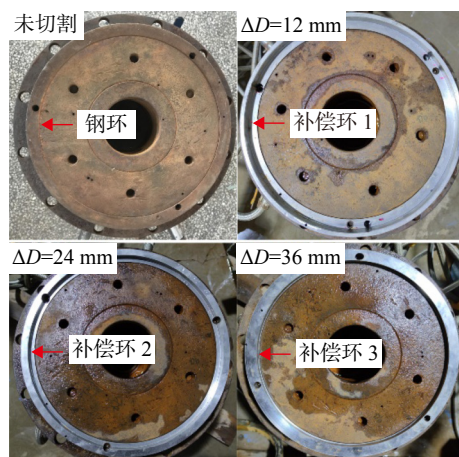


图5 整体泵盖实物图

Fig. 5 Physical photo of integral pump cover

具体试验方案是,对原型泵性能测试的同时,测量前后泵腔和平衡腔的压力;测试完毕,拆卸泵盖和叶轮,并按要求加工叶轮后盖板外径,然后组装在泵上,开展切割叶轮后盖板外径的泵性能测试、叶顶间隙压力、前后泵腔和平衡腔压力的测量;这一试验工作结束后,仅拆卸泵盖,安装与叶轮后盖板切割量对应的补偿环,重复上述的试验内容。

2 试验结果及分析

2.1 泵性能试验结果及分析

采用切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量的方法来平衡叶轮轴向力,是否以牺牲泵扬程和效率为代价,是本文研究的重要内容。为此,在图6中给出了不同切割与补偿方案时,流量为 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 的泵扬程和效率的试验结

果。从图6可以看出,在流量分别为 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 条件下,随着 δ 的增大,泵的扬程和效率随之降低,且明显低于原型泵。为了直观体现切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量对泵性能的影响程度,以原型泵的扬程和效率为基准,计算了设计流量下,不同切割方案的泵扬程与效率的相对变化率。方案一、二、三条件下泵的扬程分别降低了3.52%、6.41%、9.93%,效率分别降低了2.97%、4.59%、6.18%;而对方案一、二、三补偿后,泵扬程分别降低了2.89%、3.21%、4.18%,效率分别降低了2.7%、1.69%、1.52%。不难看出,补偿叶轮后盖板切割量可以使泵的扬程和效率得到一定程度的恢复。

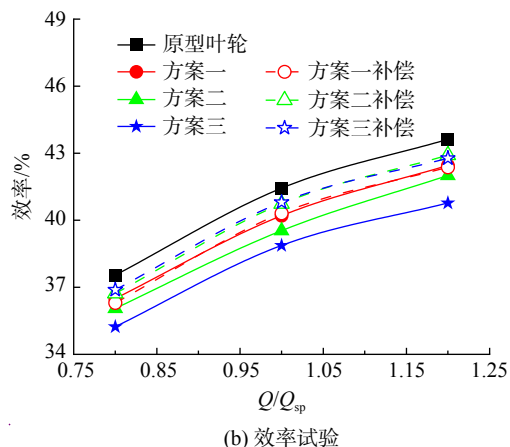
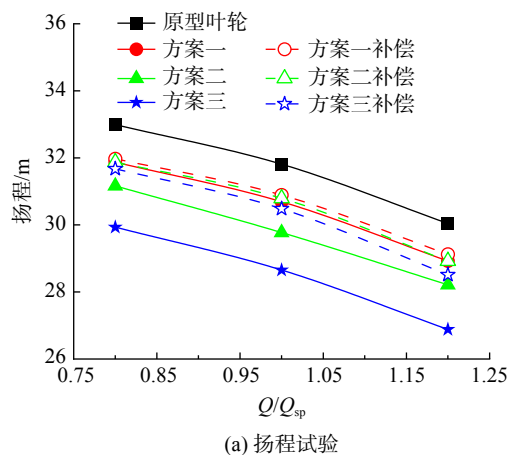


图6 性能试验结果

Fig. 6 Performance experiment results

切割叶轮后盖板后,在叶轮盖板缺失部分,叶顶间隙为9 mm。叶轮流道内的部分液体在叶片两侧压力差作用下,进入叶顶间隙形成了间隙泄漏流。间隙泄漏流在叶片吸力面形成泄漏涡。泄漏涡属于低能流体,会堵塞叶轮流道并与叶轮主流发生相互作用,从而造成较大的能量损失^[16-17]。加大叶轮后盖板切割量,扩大了叶顶间隙泄漏涡

的径向分布范围,从而造成了更大的能量损失,导致泵扬程和效率较大幅度地下降。而补偿环安装在泵盖上,一方面,叶顶间隙由 9 mm 减小到 1.3 mm,有效抑制了叶顶间隙泄漏涡在叶轮流道中扩展,叶轮内部流动得到了明显改善,从而减小叶轮的流动损失;另一方面,补偿环与叶轮后盖板外径形成了如图 2 所示的径向间隙流道,径向间隙流道可认为是设置在后泵腔流道进口的一道密封装置,具有节流降压的效果,减少了后泵腔液体泄漏量,即减少了叶轮容积损失。这两方面作用对提高泵的扬程和效率都是十分有益的。

2.2 前后泵腔液体压力分布特性

在对泵性能测试的同时,对前后泵腔、叶顶间隙、平衡腔压力进行了测试,并将实测液体压力换算至设计转速下的压力,其计算公式^[9]如下:

$$p = p' \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (1)$$

式中 n 为设计转速, r/min; n' 为试验转速, r/min; p 为设计转速下液体压力, kPa; p' 为试验转速下液体压力, kPa。

图 7 是流量为 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 的前泵腔液体压力与半径关系的试验曲线。由图 7 可以看出,原型叶轮和方案一、二、三的叶轮,3 种流量的前泵腔液体压力分布曲线几乎平行下降,补偿叶轮后盖板切割量的前泵腔液体压力分布曲线几乎重合。以原型叶轮的前泵腔压力为基准,在方案一、二、三条件下, $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 流量下的前泵腔压力的最大降幅分别为 15.49%、15.79%、16.94%。而对方案一、二、三补偿后, $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 流量下的前泵腔压力的最大降幅分别为 3.52%、3.01%、2.41%。由此可见,切割叶轮后盖板会明显降低前泵腔压力,而补偿叶轮后盖板切割量,使前泵腔相同半径上的压力基本恢复到原型泵的前泵腔压力值,这对平衡叶轮轴向力是十分有益的。

泵腔核心区液体流动是一个因压差而产生的径向向内的辐射源流和一个因旋转而产生的剪切流叠加而成的螺旋流^[18]。泵腔核心区液体主要受科氏力、离心力和压差力共同作用。前泵腔流道是由前泵腔和前密封环径向间隙构成的。当泵运行工况一定时,对叶轮进口压力测试结果表明,切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量对叶轮进口压力影响甚微,即前泵腔流道的出口压力几乎不变,而前泵腔流道进口压力与叶轮出口压力

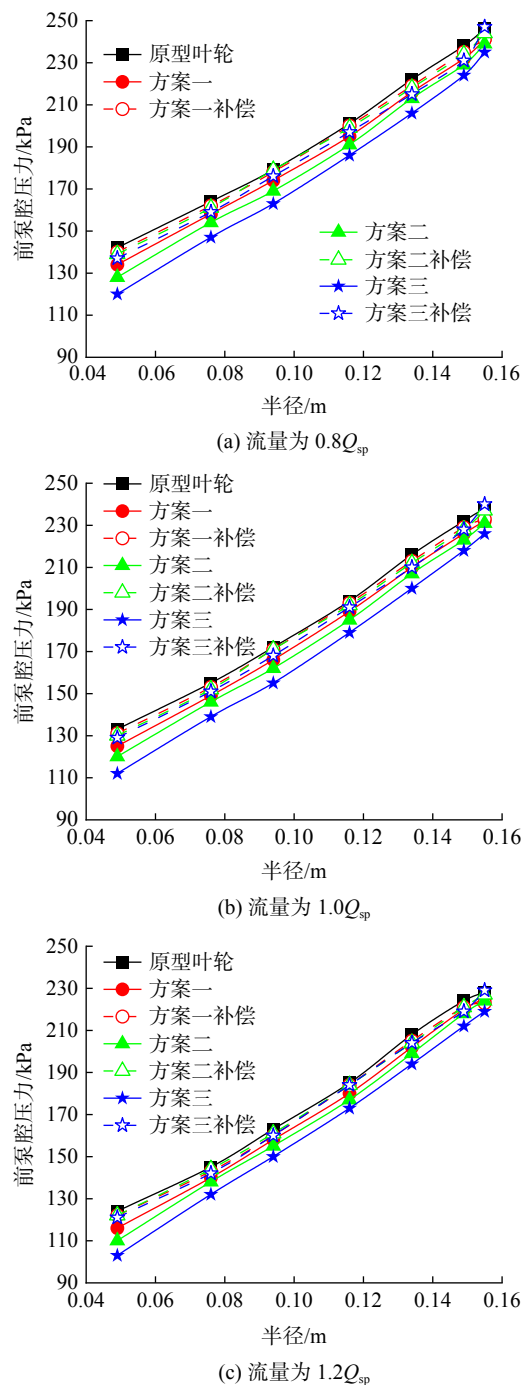


图 7 前泵腔压力分布试验曲线

Fig. 7 Experiment curve of pressure distribution in front pump cavity

密切相关。本文在泵体上 $r = 155$ mm 处设置压力监测点,设计流量下,原型叶轮和方案一、二、三条件下对应的实测压力分别为 238、232、231、226 kPa,即前泵腔流道进口压力随着 δ 的增大而降低,从而导致前泵腔流道进出口压力差减小,这必然会引起前泵腔流道泄漏量减小,进而使得前泵腔核心区液体受到的离心力减小^[19]。因此,切割叶轮后盖板时前泵腔压力降低的主要原因是

前泵腔流道进出口压差力减小。而对方案一、二、三补偿后, 泵体上 $r=155\text{ mm}$ 测压点的实测压力为233、237、239 kPa, 即前泵腔流道进口压力基本恢复到原型叶轮的前泵腔进口压力。因此, 补偿叶轮后盖板切割量后前泵腔压力分布曲线基本重合, 并十分接近原型叶轮的前泵腔压力。

图8是 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 流量的后泵腔液体压力与半径关系的试验曲线。

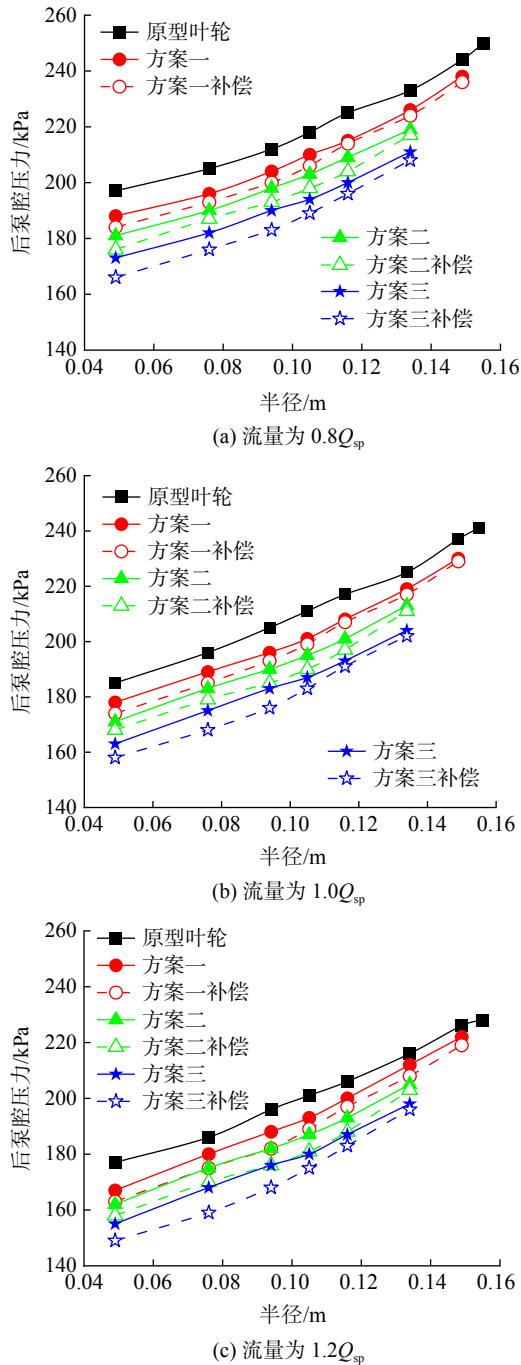


图8 后泵腔压力分布试验曲线

Fig. 8 Experiment curve of pressure distribution in rear pump cavity

由图8可以看出, 切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量两种情况下, 3种流量的后泵腔压力沿半径方向具有很好的规律性。在切割叶轮后盖板和对叶轮后盖板切割量进行补偿后, 后泵腔相同半径上压力的大小关系为, 原型叶轮的的压力最大、切割叶轮后盖板的压力次之、补偿叶轮后盖板切割量的压力最小, 这说明补偿叶轮后盖板切割量具有明显降低后泵腔压力的效果。结合切割叶轮后盖板及其补偿对前泵腔压力分布的影响机理可知, 后泵腔流道进口压力的降低是影响其压力分布的主要因素。后泵腔流道进口半径为叶轮后盖板外半径 r_4 , 因叶轮流道的压力随半径的增大而增大^[19], 而 r_4 随 γ 的增大而减小, 这就导致后泵腔流道进口压力随 γ 的增大而降低。另外, 对叶轮后盖板切割量进行补偿后, 由于叶轮后盖板外径与补偿环形成的径向间隙的密封效果, 也会导致后泵腔流道进口液体压力较切割叶轮后盖板的后泵腔流道进口液体压力低。

2.3 平衡腔液体压力特性

图9为平衡腔液体压力与叶轮后盖板相对切割率或相对补偿率的试验曲线。由图9可以看出, 叶轮后盖板切割量相同时, 平衡腔压力随流量的增加逐渐减小, 这主要是由流量增加时泵的扬程下降造成的。从图9还可以看出, 在相同的流量下, 平衡腔压力随 δ 或 γ 的增大而降低, 但降低的幅值很小。为了便于分析切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量对平衡腔压力的影响规律, 结合图8与图9的试验结果, 在表2中给出了不同切割方案时, 设计流量的后密封环间隙进口压力(即 $r=49\text{ mm}$ 处的压力)相对于原型叶轮的后密封环间隙进口压力的减小值 $-\Delta p_1$, 平衡腔压力相对于原型叶轮的平衡腔压力的减小值 $-\Delta p_2$ 。

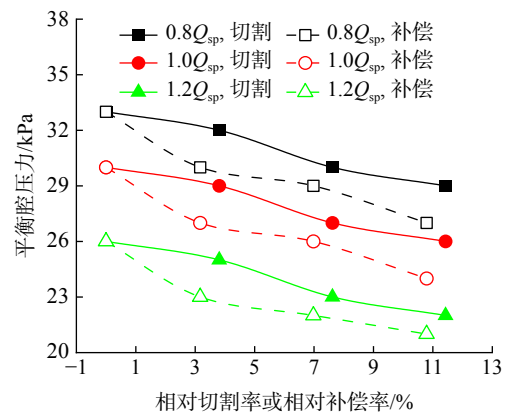


图9 平衡腔压力与相对切割率或补偿率的关系

Fig. 9 Relationship between the balance cavity pressure with the cutting rate or compensation rate

表 2 后密封环间隙进口压力和平衡腔压力的减小值
Table 2 Reduction value of rear seal ring clearance inlet pressure and balance cavity pressure

切割方案	压力减小值/kPa	
	$-\Delta p_1$	$-\Delta p_2$
方案一	7	1
方案二	14	3
方案三	22	4
方案一补偿	11	3
方案二补偿	17	4
方案三补偿	27	6

从表 2 中可以看出, 相对于原型叶轮而言, 在方案三和对方案三补偿后两种情况下, 后密封环间隙进口压力减小的最大幅值分别为 22 kPa 和 27 kPa, 而平衡腔压力减小的最大幅值仅为 4 kPa 和 6 kPa。由此可见切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量对后密封环间隙进口压力的影响较为显著, 但对平衡腔压力的影响却很微弱。究其原因, 这种现象是由叶轮后泵腔流道泄漏量的变化引起的。由试验结果可知, 切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量两种情况下, 后泵腔进口压力明显降低, 但叶轮进口压力几乎不变, 从而导致叶轮后泵腔流道进出口压力差减小, 这必然会引起泵腔流道泄漏量的减小。由流体力学连续性方程可知, 叶轮后泵腔流道泄漏量与后密封环间隙泄漏量是相等的。由于试验泵的平衡腔径向和轴向尺寸都很小, 因此可认为平衡腔压力沿径向均匀分布, 即平衡腔压力与后密封环间隙出口压力相等^[18]。后密封环间隙出口压力是后密封环间隙进口压力与后密封环间隙沿程损失的差值, 当后密封环几何尺寸不变时, 后密封环间隙沿程损失与其内液体轴向速度的二次方成正比^[4]。泄漏量减小时, 后密封环间隙液体轴向速度减小, 进而导致沿程损失减小。综上所述, 切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量两种情况下, 后密封环间隙的进口压力及其沿程损失都减小, 进而导致后密封环间隙出口压力的变化很小, 这正是切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量对平衡腔压力影响微弱的根本原因。

3 轴向力计算及分析

切割叶轮后盖板会使叶轮前盖板高出后盖板。由于叶轮前盖板内侧面压力分布还没有较成熟的

理论计算方法, 本文在计算叶轮轴向力时, 将叶顶间隙压力均值作为叶轮前盖板高出后盖板部分的内侧面压力。图 10 是流量为 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 下实测叶顶间隙压力均值。

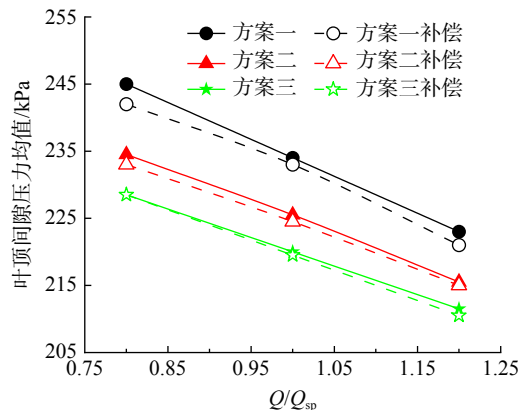


图 10 实测叶顶间隙压力均值

Fig. 10 Average value of the measured tip clearance pressure

在图 2 中作用在叶轮盖板上的轴向力, 包括液体作用在前盖板外侧面上的轴向力 F_1 , 液体作用在叶轮前盖板高出后盖板部分内侧面的轴向力 F_2 , 液体作用在后盖板外侧面上的轴向力 F_3 , 平衡腔区域叶轮后盖板前后压差产生的轴向力 F_4 。在计算轴向力时, 认为叶顶间隙压力和平衡腔压力沿径向均匀分布, 各部分轴向力计算公式为

$$F_1 = \int_{r_1}^{r_2} p_1 \times 2\pi r dr \quad (2)$$

$$F_2 = p_2 (\pi r_2^2 - \pi r_4^2) \quad (3)$$

$$F_3 = \int_{r_1}^{r_4} p_3 \times 2\pi r dr \quad (4)$$

$$F_4 = \pi r_1^2 p_4 - \pi (r_1^2 - r_3^2) p_0 \quad (5)$$

式中 p_1 为作用在前盖板外侧的压力, Pa; p_2 为叶顶间隙压力均值, Pa; p_3 为作用在后盖板的压力, Pa; p_4 为平衡腔压力, Pa; p_0 为泵进口压力, Pa。

定义从叶轮后盖板指向前盖板为轴向力正方向, 液体作用在叶轮盖板上的总轴向力 F 为

$$F = F_2 + F_3 + F_4 - F_1 \quad (6)$$

将图 8、图 9 和图 10 的试验结果, 以及 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 、 $1.2Q_{sp}$ 流量下的泵进口压力均值 5、3、0 kPa 代入上式, 计算得到原型泵、切割叶轮后盖板、补偿叶轮后盖板切割量 3 种情况下的轴向力, 图 11 是 $0.8Q_{sp}$ 、 $1.0Q_{sp}$ 和 $1.2Q_{sp}$ 流量下的轴向力与叶轮后盖板的 δ 或 γ 的关系曲线。

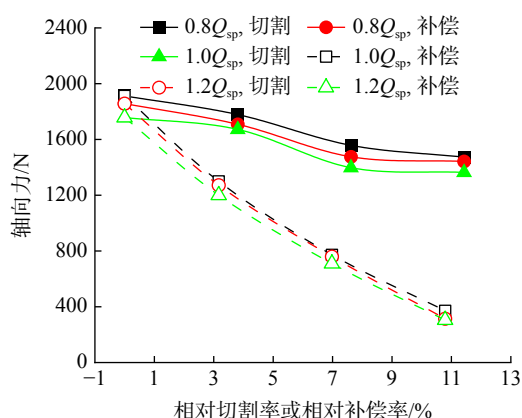


图11 叶轮轴向力特性曲线

Fig. 11 Characteristic curve of impeller axial force

从图11可以看出,同一 δ 或 γ 时,流量越大轴向力越小。在一定流量下,随叶轮后盖板 δ 或 γ 增加,轴向力均呈下降的趋势,且两种情况下的轴向力特性曲线有较大的差别,切割量相同时,补偿叶轮后盖板切割量的轴向力明显小于切割叶轮后盖板的轴向力。以原型叶轮在设计流量的轴向力为基准,即图11中 δ 或 γ 均为零时的轴向力值,方案一、二、三的轴向力分别降低了8.02%、20.57%、22.3%,对方案一、二、三进行补偿后,轴向力分别降低了31.56%、59.13%、83.1%。这足以说明,补偿叶轮后盖板切割量较切割叶轮后盖板能更有效地减少轴向力,且 γ 越大,减少轴向力的效果越显著。

4 结 论

1) 切割叶轮后盖板与补偿叶轮后盖板切割量都会造成泵扬程和效率下降,但两者对泵扬程和效率影响程度有较大的区别。通过对泵性能测试发现,在设计转速和流量下,方案一、二、三的泵扬程较原型叶轮分别下降了3.52%、6.41%、9.93%,效率较原型叶轮分别下降了2.97%、4.59%、6.18%;而对3种切割方案的叶轮后盖板补偿后,泵扬程最大降幅仅为4.18%,效率最大降幅仅为2.7%。

2) 与原型叶轮前后泵腔压力和平衡腔压力的测试结果对比发现,前后泵腔压力随着叶轮后盖板切割量的增大而降低;而补偿叶轮后盖板切割量,会使前泵腔液体压力基本得以恢复,同时会进一步降低后泵腔液体压力,切割叶轮后盖板和补偿叶轮后盖板切割量两种情况对平衡腔压力的影响十分微弱,前后泵腔压力和平衡腔压力的

这一特性,对减少叶轮轴向力十分有益。

3) 叶轮轴向力计算结果表明,设计流量下,方案一、二、三的轴向力较原型叶轮分别降低了8.02%、20.57%、22.3%,对方案一、二、三进行补偿后,轴向力较原型叶轮分别降低了31.56%、59.13%、83.1%。因此,补偿叶轮后盖板切割量较仅切割叶轮后盖板能更有效地平衡轴向力。

参考文献:

- [1] 袁雪,张岩松,邱大明,等.航空发动机转子轴向力动态特征测试技术[J].航空动力学报,2021,36(9):1804-1810.
YUAN Xue, ZHANG Yansong, QIU Daming, et al. Test technique for dynamic characteristic of rotor axial force on aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(9): 1804-1810. (in Chinese)
- [2] 李嘉,李华聪,王淑红,等.诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵轴向力间隙补偿[J].航空动力学报,2016,31(11):2765-2772.
LI Jia, LI Huacong, WANG Shuhong, et al. Outlet clearance optimization on axial-force of inducer and impeller combination aero fuel centrifugal pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(11): 2765-2772. (in Chinese)
- [3] 张森,曾继来,张新民,等.离心泵双密封环平衡系统泄漏特性预测方法研究[J].推进技术,2022,43(2):198-206.
ZHANG Sen, ZENG Jilai, ZHANG Xinmin, et al. Leakage prediction method for double wear-rings balancing system of centrifugal pumps[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(2): 198-206. (in Chinese)
- [4] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.
- [5] SHIMURA T, KAWASAKI S, UCHIUMI M, et al. Stability of an axial thrust self-balancing system[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(1): 1-7.
- [6] QIAN C, LUO X, YANG C, et al. Multistage pump axial force control and hydraulic performance optimization based on response surface methodology[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(3): 1-14.
- [7] KIMURA T, KAWASAKI S, SHIMAGAKI M, et al. Effects of swirl brakes on the leakage flow between the casing and the shroud of a centrifugal impeller[C]// Proceedings of the ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference. Shizuoka: JSME, 2011: 1-8.
- [8] SHIMURA T, KAWASAKI S, UCHIUMI M, et al. Internal flow and axial thrust balancing of a rocket pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(4): 1-8.
- [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.
LIU Zailun, ZHANG Sen, SHAO Ancan, et al. Theoretical computation and verification for fluid static pressure in centrifugal pump side cavity[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(4): 178-184. (in Chinese)
- [10] 刘在伦,孙雨,王东伟,等.离心泵泵腔流道液体泄漏量试验与计算方法[J].农业机械学报,2015,46(6):97-101.
LIU Zailun, SUN Yu, WANG Dongwei, et al. Experiment and calculation method of fluid leakage in flow passage of pump cavity on centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 97-101. (in Chinese)
- [11] 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, 44(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 Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 44(12): 79-85. (in Chinese)
- [12] 陆伟刚, 李启锋, 施卫东, 等. 减小叶轮后盖板直径的轴向力试验[J]. *排灌机械*, 2008, 26(1): 1-5, 14.
- LU Weigang, LI Qifeng, SHI Weidong, et al. Experimental for axial thrust of shortened impeller back shroud[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(1): 1-5, 14. (in Chinese)
- [13] SHI W D, ZHOU L, LU W G, et al. Numerical simulation and experimental study on deep-well centrifugal pump with small rear shroud diameter[J]. *Advanced Materials Research*. 2011, 354/355: 659-663.
- [14] ZHOU L, SHI W, LI W, et al. Numerical and experimental study of axial force and hydraulic performance in a deep-well centrifugal pump with different impeller rear shroud radius[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2013, 135(10): 1-8.
- [15] SHADAB M, KARIMIPOUR M, NAJAFI A F, et al. Effect of impeller shroud trimming on the hydraulic performance of centrifugal pumps with low and medium specific speeds[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2022, 16(1): 514-535.
- [16] 贾晓奇, 聂小林, 涂必成, 等. 半开式离心泵变工况叶顶间隙的流动特性[J]. *农业工程学报*, 2015, 31(4): 91-96.
- JIA Xiaoqi, NIE Xiaolin, TU Bicheng, et al. Flow characteristics of blade tip clearance in semi-open centrifugal pump in variable condition[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2015, 31(4): 91-96. (in Chinese)
- [17] 卢金玲, 郭蕾, 王李科, 等. 半开叶轮离心泵叶顶间隙非定常流动特性研究[J]. *农业机械学报*, 2019, 50(6): 163-172.
- LU Jinling, GUO Lei, WANG Like, et al. Unsteady flow characteristics of tip clearance in semi-open impeller centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2019, 50(6): 163-172. (in Chinese)
- [18] DONG W, CHU W L. Numerical investigation of the fluid flow characteristics in the hub plate crown of a centrifugal pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 31(1): 1-10.
- [19] ZENG J L, LIU Z L, HUANG Q, et al. Research on the modified mathematical prediction model of impeller cover side cavity liquid pressure for centrifugal pumps[J]. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2022, 15(3): 673-685.

(编辑: 王碧珺)