



华中科技大学学报(自然科学版)

Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition)

ISSN 1671-4512,CN 42-1658/N

《华中科技大学学报(自然科学版)》网络首发论文

题目: 离心泵平衡腔泄漏量和压力的计算与试验研究
作者: 曾继来, 刘在伦, 邵安灿, 权辉
DOI: 10.13245/j.hust.220113
网络首发日期: 2021-09-29
引用格式: 曾继来, 刘在伦, 邵安灿, 权辉. 离心泵平衡腔泄漏量和压力的计算与试验研究[J/OL]. 华中科技大学学报(自然科学版).
<https://doi.org/10.13245/j.hust.220113>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

离心泵平衡腔泄漏量和压力的计算与试验研究

曾继来¹ 刘在伦^{1,2} 邵安灿³ 权辉^{1,2}

(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; 3. 普伦斯泵业有限公司, 福建 松溪 353500)

摘要 基于后密封环和平衡孔泄漏量相等, 推导出了平衡腔泄漏量和压力的数学模型. 对不同后密封环间隙和平衡孔直径时的后密封环进口压力、平衡腔压力、平衡腔泄漏量进行了系统测试, 结果发现: 增大后密封环间隙, 对后泵腔有降压作用, 而对平衡腔有增压作用; 增大平衡孔直径, 后泵腔压力和平衡腔压力有不同程度的降低, 但当密封环间隙较小时后泵腔降压效果不明显. 计算得到了后密封环流量系数和平衡孔流量系数与比面积的试验曲线, 后密封环流量系数随比面积增大而增大, 而平衡孔流量系数随比面积增大而减少. 给出了流量系数比与比面积的试验曲线, 该曲线反映了后密封环间隙和平衡孔直径对平衡腔压力的耦合调节作用, 具有十分重要的工程应用价值.

关键词 离心泵; 轴向力; 泄漏量; 后密封环; 平衡孔; 流量系数

中图分类号 TH311 文献标志码 A

Calculation and experimental study of leakage and pressure in balance cavity of centrifugal pump

ZENG Jilai¹ LIU Zailun^{1,2} SHAO Ancan³ QUAN Hui^{1,2}

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2. Engineering Institute of Wenzhou Pump and Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105, China; 3. Preeminence Pump Co. Ltd. Songxi 353500, Fujian China)

Abstract Based on the equal leakage of the rear seal ring and the balance hole, a mathematical model of the balance cavity leakage and pressure were derived. The pressure of rear seal ring and the pressure and leakage of balance cavity were systematically tested when the radial clearance of sealing ring and the diameter of balance hole are different. The results showed that the increase of the rear seal ring clearance had a depressurization effect on the rear pump cavity and a pressurization effect on the balance cavity. When the diameter of the balance hole is increased, the pressure of the back pump cavity and the pressure of the balance cavity are decreased to different degrees. However, when the clearance of the seal ring is small, the pressure reduction effect of the pump cavity is not obvious. The test curves of the flow coefficient of the back seal ring and the flow coefficient of the balance hole and the specific area are calculated. The flow coefficient of the back seal ring increases with the increase of the specific area, while the flow coefficient of the balance hole decreases with the increase of the specific area. The test curve of flow coefficient ratio and specific area is given, which reflects the coupling regulating effect of the gap of the rear sealing ring and the diameter of the balance hole on the pressure of the balance cavity, and has very important engineering application value.

Key words centrifugal pump; axial force; leakage; rear seal ring; balance hole; flow coefficient

对于开平衡孔双密封环叶轮离心泵, 平衡腔区域盖板力是其叶轮轴向力的主要组成部分^[1-3]. 后密封环和平衡孔是串联在叶轮后盖板侧间隙流道上的节流元件, 深入研究后密封环流量系数和平衡孔流

作者简介 曾继来(1988—), 男, 博士研究生, E-mail: 15193110850@163.com.

基金项目 国家自然科学基金资助项目(51969014); 甘肃省自然科学基金资助项目(20JR5RA456).

量系数,对于较准确计算平衡腔压力及叶轮盖板力、泵容积效率、轮阻损失具有十分重要的意义^[4-7].

后密封环和平衡孔是串联在叶轮后盖板侧间隙流道上的节流元件,可用比面积 k_m 反映后密封环和平衡孔的比例协调关系,其定义为平衡孔总面积与后密封环间隙断面面积的比值^[8].文献[9]推导出了平衡腔压力的数学计算模型,指出平衡腔压力系数随比面积的增加而减少.但对后密封环流量系数和平衡孔流量系数的计算进行了理想化处理,仍需进一步补充和完善.文献[10]采用数值模拟方法,研究了平衡孔直径对平衡腔压力分布的影响,得到压力沿轴向和圆周方向基本保持不变,在垂直于泵轴线的截面上压力随半径增大而增大,当 $k_m = 2.645$ 时平衡腔区域盖板力达到了最小值.文献[11]数值计算了不同直径平衡孔的前后泵腔压力分布和平衡腔压力,给出了设计流量的叶轮盖板力及其减少率与比面积的关系曲线,提出以叶轮盖板力减少80%为标准,对所研究的泵选取 $k_m = 6$.文献[12-14]研究表明,比面积 k_m 存在最佳值,可最大限度平衡轴向力.叶轮盖板侧间隙流道泄漏量对叶轮盖板力有重要的影响,得到了专家学者的普遍关注.文献[15]在一台离心泵上,采用将叶轮进口封死和外界水泵供压力水的方法,获得了不同结构形式密封环的泄漏量系数与泵扬程的关系曲线.文献[16]介绍了一种在叶轮上开设平衡孔或堵死平衡孔的两种条件下,使平衡腔压力相等的平衡腔泄漏量间接测量方法,试验获得了不同直径平衡孔的流量系数和压力与扬程的关系曲线.综上所述,大量文献资料集中在后密封环间隙一定时平衡孔直径对平衡腔压力影响的研究,有关后密封环间隙和平衡孔直径联合作用对平衡腔压力和泄漏量影响的试验研究文献极少.后密封环间隙泄漏量系数、平衡孔泄漏量系数的测量及计算仍是泵研究领域最薄弱环节.为此,开展平衡腔压力和泄漏量数学模型及其流量系数试验研究就显得格外必要.

本研究基于后密封环泄漏量与平衡孔泄漏量相等,推导出了平衡腔压力和泄漏量的数学模型.针对平衡孔直径和后密封环间隙是影响数学模型及其流量系数的主要因素,在IS80-50-315型离心泵上,采用在同一个叶轮上改变后密封环间隙和平衡孔直径的方法,对平衡腔泄漏量、后密封环进口压力和平衡腔压力进行了系统测试,研究后密封环和平衡孔的流量系数与比面积的关系,为准确计算叶轮盖板力提供实际测试数据和基础理论.

1 平衡腔泄漏量和压力的数学模型

后泵腔、后密封环间隙、平衡腔和叶轮平衡孔构成了叶轮后盖板侧间隙流道,如图2所示.叶轮出口流出的一小部分液体经叶轮后盖板侧间隙流道流入叶轮进口,形成了泄漏量,其大小对后泵腔压力分布和平衡腔压力有深刻影响.文献[17]对离心泵平衡腔液体流动的数值计算表明:平衡腔液体流动是由圆周剪切流和径向压差流组成的二维黏性层流运动,同一流量工况下,平衡腔压力随半径增大而均匀增加,但增加量很小.平衡腔体径向和轴向尺寸一般都较小,可认为平衡腔压力沿着径向均匀分布,即后密封环出口压力等于平衡腔压力.由流体力学连续性方程可知,液体流经后密封环间隙、平衡腔和平衡孔的泄漏量是相等的.

后密封环泄漏量^[3]为

$$q_1 = \psi_m F_m \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_4 - p_5)}, \quad (1)$$

式中: ψ_m 为后密封环流量系数; F_m 为后密封环间隙断面面积, $F_m = \pi D_m b$; ρ 为液体密度; p_4 为后密封环进口压力; p_5 为后密封环出口压力.

平衡孔处的液体流动可简化为淹没管嘴出流,则平衡孔的泄漏量^[16]为

$$q_2 = \psi_k F_k \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_5 - p_1)}, \quad (2)$$

式中: ψ_k 为平衡孔流量系数; F_k 为平衡孔面积, $F_k = \pi d^2 z / 4$, d 为叶轮平衡孔直径, z 为平衡孔数量; p_1 为叶轮进口压力.

由式(1)可求出 p_5 ,

$$p_5 = p_4 - \frac{\rho q_1^2}{2\psi_m^2 F_m^2}. \quad (3)$$

用 q_v 表示平衡腔泄漏量,将式(3)代入式(2),并用 q_v 代替 q_1 和 q_2 ,整理得到

$$q_v = \psi_k F_k \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_4 - p_1)} \sqrt{1 + \frac{\psi_k^2 F_k^2}{\psi_m^2 F_m^2}}.$$

令 $k_\psi = \psi_k / \psi_m$, $k_m = F_k / F_m$,代入上式中,则平衡腔泄漏量数学模型为

$$q_v = \frac{\psi_k F_k}{\sqrt{1 + k_\psi^2 k_m^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_4 - p_1)}, \quad (4)$$

式中: k_ψ 为流量系数比; k_m 为比面积.

联立式(1)与(2),得到不含泄漏量的比例关系

$$\frac{\psi_k^2 F_k^2}{\psi_m^2 F_m^2} = \frac{p_4 - p_5}{p_5 - p_1}. \quad (5)$$

对式(5)右边项的分子加减 p_1 , 得到平衡腔压力数学模型为

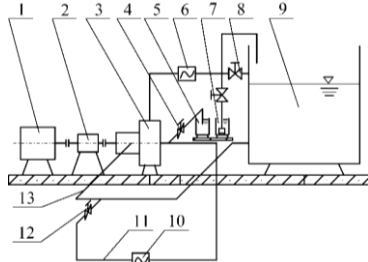
$$p_5 = \frac{1}{1 + k_\psi^2 k_m^2} (p_4 - p_1) + p_1 \quad (6)$$

须说明的是式(4)和(6)中 p_1 要实际测量, p_4 可由文献[18]中给出的方法计算得到, 这里不再赘述。从式(4)和(6)可以看出: 对于既定的离心泵, 平衡孔流量系数和后密封环流量系数是求解该数学模型的关键问题。本研究就是针对这一关键问题开展试验研究。

2 试验装置和参数测量方法

试验是在兰州理工大学离心泵开式试验台进行的, 如图1所示。被测泵为 IS80-50-315 型离心泵, 该泵性能参数为: 流量 $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 32 \text{ m}$, 转速 $n = 1450 \text{ r/min}$, 效率 $\eta = 52\%$ 。该泵主要几何参数为: 叶轮外径 $D = 315 \text{ mm}$, 平衡孔数 $z = 5$, 前密封环间隙 $b_1 = 0.2 \text{ mm}$, 后密封环间隙 $b_2 = 0.2 \text{ mm}$, 平衡孔直径 $d = 6 \text{ mm}$ 。

在图1中, 回水管路将平衡腔与泵进水管路联通, 回水管路上装有 2#电磁流量计和 2#球阀, 并使 2#电磁流量计低于进水管路, 以保证电磁流量计满管过流。回水管路还设有旁路, 其上装有 1#球阀, 将叶轮平衡孔堵死, 关闭 1#球阀打开 2#球阀, 平衡腔液体经 2#电磁流量计和 2#球阀流入进水管路, 2#电磁流量计的示值即为平衡腔泄漏量。如在叶轮平衡孔堵死条件下, 打开 1#球阀关闭 2#球阀, 平衡腔液体经 1#球阀流入计量储水桶, 通过计量单位时间内液体流入计量储水桶的体积, 以验证 2#电磁流量计测量泄漏量的可靠性。考虑到平衡腔液体经旁路流入储水桶后, 会使水箱的水位下降, 为此在储水桶内装有一台小型潜水泵, 及时为水箱补充水, 以保证水箱的水位不变。

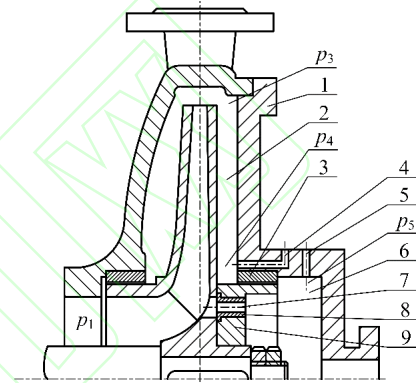


1-电机; 2-转速转矩传感器; 3-被测泵; 4-1#球阀; 5-计量储水桶; 6-1#电磁流量计; 7-储水桶; 8-调节阀; 9-水箱; 10-2#电磁流量计; 11-回水管路; 12-2#球阀; 13-进水管路。

图1 离心泵开式试验台

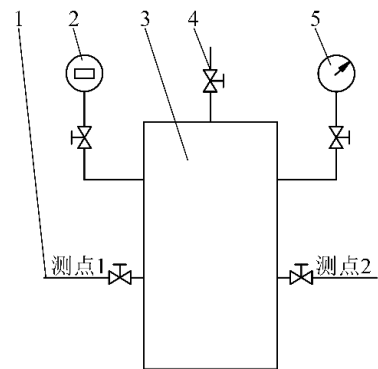
2.1 测试装置与压力测量方法

压力测量精度及可靠性是本试验首先要解决的关键问题, 为此专门设计了如图2所示的压力测量装置和图3所示的稳压装置。图2中的测压孔1用于测量后密封环进口压力, 测压孔2用于测量平衡腔压力。测压孔1和测压孔2分别通过测压软管和球阀与稳压装置相联通, 打开任意一个球阀可实现某一个测压孔与稳压装置联通。稳压装置上装有精度为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可同时测压, 相互印证, 实现了同一块压力表测量测压孔1和测压孔2的压力。



1-泵盖; 2-后泵腔; 3-后密封环; 4-测压孔1; 5-测压孔2; 6-平衡腔; 7-平衡孔; 8-平衡孔套; 9-后活动密封环。

图2 试验装置及测压孔布置图



1-测压管; 2-电容式压力传感器; 3-稳压罐; 4-排气孔; 5-精密压力表

图3 稳压装置

2.2 平衡腔泄漏量测量原理及方法

平衡腔泄漏量测量精度及可靠性是本试验要解决的另一个关键问题。采用电磁流量计和容积法比对测量平衡腔泄漏量。在图1中, 首先关闭 1#球阀和 2#球阀, 使离心泵稳定工作在设定的流量工况, 从叶轮流出的小部分液体经后泵腔、后密封环间隙、平衡腔和平衡孔回流到叶轮进口, 此时测量出 p_4 、 p_5 和 p_1 。测试完毕后, 关停水泵。然后拆开离心泵将叶轮平衡孔堵死, 重新组装。重启离心泵, 打开

2#球阀关闭 1#球阀, 从叶轮流出的小部分液体经后泵腔、后密封环间隙、平衡腔、回水管路及其上的电磁流量计、2#球阀流入叶轮进口. 同时调节泵出口管路上的调节阀开度和回水管路上的 2#球阀, 使泵运行工况和平衡腔压力与叶轮平衡孔打开时的泵运行工况和平衡腔压力相同, 此时电磁流量计的示值即为平衡腔泄漏量, 实现了平衡腔泄漏量的间接测量. 为了验证电磁流量计测量平衡腔泄漏量的可靠性, 可打开 1#球阀关闭 2#球阀, 平衡腔液体经 1#球阀流入计量储水桶, 调节 1#球阀开度, 仍使平衡腔压力与平衡孔打开时的平衡腔压力相同, 此时测量时间 Δt 内流入计量储水桶内液体体积 V , 计算得到平衡腔泄漏量 q_v ,

$$q_v = \frac{V}{60\Delta t}. \quad (7)$$

表 1 中列出了 $b_2 = 0.4$ mm 时, 两种方法测量平衡腔泄漏量的结果. 由表 1 可以看出: 两种方法测量平衡腔泄漏量的结果几乎是一致, 两者最大相对误差为 2.64%, 验证了平衡腔泄漏量的可靠性.

表 1 $b_2 = 0.4$ mm 时平衡腔泄漏量的测量结果

| 平衡孔直径 d /mm | q_v (m ³ /h) | |
|---------------|---------------------------|------|
| | 电磁流量计 | 容积法 |
| 4 | 3.26 | 3.33 |
| 6 | 4.16 | 4.27 |
| 8 | 4.72 | 4.83 |
| 11 | 5.23 | 5.27 |

2.3 试验方案

针对后密封环间隙和平衡孔直径是影响流量系数的关键因素, 专门加工了后活动密封环和平衡孔套, 并安装在叶轮上, 形成了如图 4 所示的整体叶轮, 为了保证泄漏量测量的准确性, 组装试验台时, 在叶轮轮毂与泵轴轴肩的接触面以及后活动密封环与叶轮的接触面上加装了密封垫片. 其中, 后活动密封环外径根据泵盖密封环内径的测量结果配车, 保证了 $b_2 = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$ mm. 在不同外径的后活动密封环下, 分别更换不同内径的平衡孔套, 使 $d = 4, 6, 8, 11$ mm.

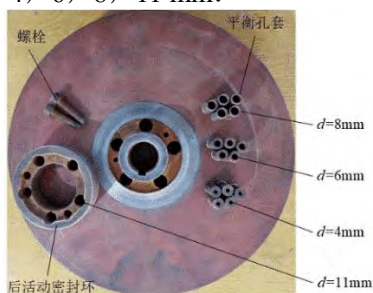


图 4 后活动密封环与平衡孔套实物图

3 结果及分析

图 5~7 是 $b_2 = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$ mm, 对应 $d = 4, 6, 8, 11$ mm 时, 设计流量的 q_v , p_4 , p_5 和 p_1 的测试结果.

从图 5~7 可以看出: 当 d 不变时, 增大 b_2 , q_v 随之增大, p_4 降低, 而 p_5 升高, 这是由于 b_2 对后密封环前后压力的调节作用造成的. 泵腔液体主要受液体旋转产生的离心力和泄漏量引起的压差力的作用, 其中离心力是径向内流的主要阻力. 由于本文中被测泵的叶顶间隙较大, 这使得泵腔液体与叶轮出口的主流液体有较强的耦合作用, 主流液体角动量被泄漏液体带入到泵腔中, 增强了泵腔液体的旋转. 当 b_2 增大时泄漏量也随之增大, 进一步增强了泵腔液体的旋转, 使得泵腔液体受到的离心力更大, 泵腔液体的压力降也就越大, 由于 b_2 增大时泵腔进口压力 p_3 基本不变, 从而导致 p_4 降低; 对于平衡腔内的液体, 由于后密封环间隙内的水力损失随间隙的增大而减小, 因此后密封环间隙出口液体压力随密封环间隙的增大而增大, 而 p_1 是几乎不变的, 从而导致 p_5 升高.

从图 5~7 还可以看出: 当 b_2 不变时, 增大 d , q_v 随之增大, p_3 明显降低, 验证了平衡孔具有明显平衡轴向力的效果; 当 $b_2 \leq 0.4$ mm 时, $d = 6, 8, 11$ mm 的 p_4 曲线几乎重合, 这说明当 b_2 较小时, d 对后泵腔压力的调节作用不明显; 当 $d \geq 8$ mm 时, 在相同 b_2 条件下的 q_v 随 d 增大而增大, p_4 和 p_5 随 d 增大而减小, 并且它们的变化量逐渐变小, 说明过大的平衡孔直径对减小叶轮轴向力的效果并不明显, 而且增大了泄漏量, 降低了泵容积效率.

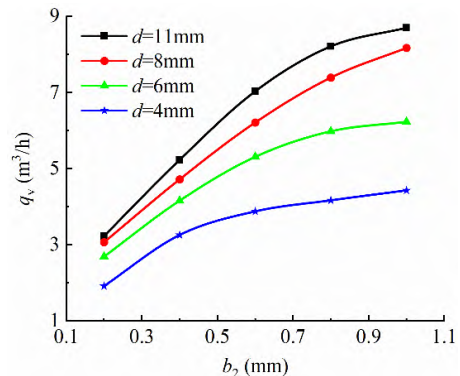


图 5 平衡腔泄漏量特性的试验曲线

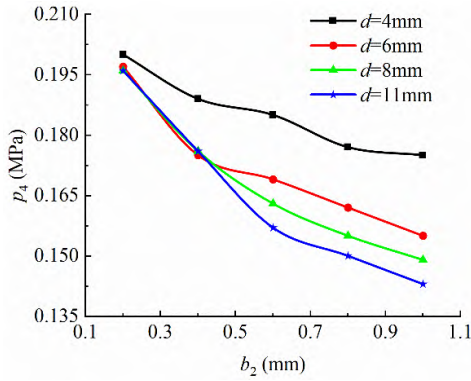


图6 后密封环进口压力特性的试验曲线

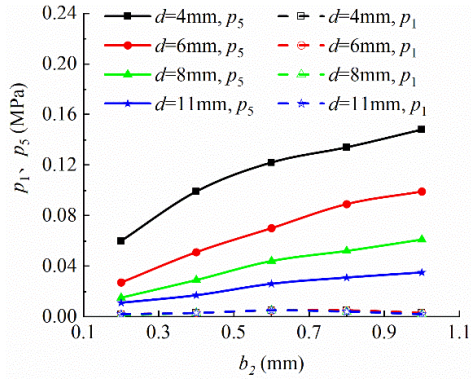


图7 叶轮进口压力与平衡腔压力特性的试验曲线

为了便于分析问题, 本文根据比面积定义, 将 $b_2=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$ mm 时, $d=4, 6, 8, 11$ mm 时的 k_m 计算结果列于表 2.

表2 比面积计算结果

| b_2/mm | d/mm | | | |
|-----------------|---------------|------|------|------|
| | 4 | 6 | 8 | 11 |
| 0.2 | 1.11 | 2.51 | 4.46 | 8.43 |
| 0.4 | 0.56 | 1.26 | 2.23 | 4.22 |
| 0.6 | 0.37 | 0.84 | 1.49 | 2.82 |
| 0.8 | 0.28 | 0.63 | 1.12 | 2.12 |
| 1 | 0.22 | 0.51 | 0.90 | 1.70 |

将图 5~7 的试验数据代入式(1)和(2)中, 结合表 2 的 b_2 和 d 对应关系的比面积值, 得到如图 8~9 所示的后密封环和平衡孔的流量系数与比面积关系的试验曲线. 从图 8~9 可以看出: 后密封环流量系数和平衡孔的流量系数随比面积变化的曲线具有很好的规律性, 后密封环流量系数随比面积增大而增大, 而平衡孔流量系数随比面积增大而减少. 为了便于工程应用, 对流量系数与比面积的关系曲线的拟合公式如下:

$$\psi_m = 0.369 + 0.197 \ln(k_m + 2.556);$$

$$\psi_k = 0.825 - 0.171 \ln(k_m - 0.103).$$

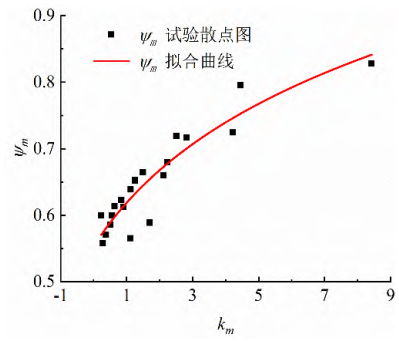


图8 后密封环流量系数与比面积关系的试验曲线

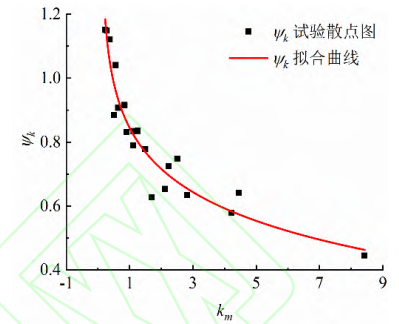


图9 平衡孔流量系数与比面积关系的试验曲线

为了便于求解式(4)和(6), 依据图 8 和 9 的试验数据, 给出了如图 10 所示的流量系数比 k_ψ 与比面积 k_m 的关系曲线, 其拟合公式如下

$$k_\psi = 1.13 \exp\left(\frac{-k_m}{0.58}\right) + 1.06 \exp\left(\frac{-k_m}{6.8}\right) + 0.23.$$

从图 10 看出: 流量系数比 k_ψ 与比面积 k_m 的关系曲线是一条单调的非线性曲线, 两者近似成反比例关系. 在开平衡孔双密封环叶轮离心泵设计中, 尤其是高温离心泵的设计, 从减少平衡腔泄漏量及控制平衡腔压力的角度, 可选取不同比面积, 即后密封环间隙和平衡孔直径的不同组合形式. 由图 9 和 10、式(4)和(6)计算出平衡腔泄漏量、平衡腔压力及平衡腔区域盖板力.

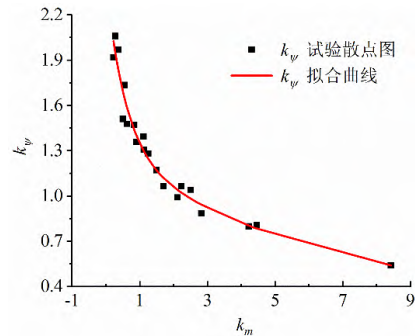


图10 流量系数比与比面积关系的试验曲线

4 结论

a. 推导出了平衡腔泄漏量与泵腔压力的数学模型, 针对数学模型中的流量系数测量问题, 采用同

一块电容式压力传感器测量后密封环进口压力和平衡腔压力. 对比分析了计量储水桶(容积法测流量)和电磁流量计对平衡腔泄漏量的测量结果, 两者测量结果的最大误差为 2.64%, 验证了用电磁流量计测量平衡腔泄漏量的可靠性.

b. 试验研究发现增大后密封环间隙, 对后泵腔有降压作用, 而对平衡腔有增压作用; 增大平衡孔直径, 后泵腔压力和平衡腔压力有不同程度的降低, 但当密封环间隙较小时后泵腔降压效果不明显. 从平衡轴向力的角度, 后密封环间隙与平衡孔直径存在不同组合形式.

c. 得到了后密封环流量系数、平衡孔流量系数和流量系数比与比面积的试验曲线. 其中流量系数比与比面积的试验曲线, 实质上反映了后密封环间隙和平衡孔直径对平衡腔压力有耦合调节作用. 这些试验曲线很好的解决了平衡腔压力和泄漏量的计算问题, 具有十分重要的工程应用价值.

参 考 文 献

- [1] ZHANG S, LI H, XI D. Investigation of the integrated model of side cavity, wear-rings clearance, and balancing holes for centrifugal pumps[J]. *Journal of Fluids Engineering*. 2019, 141(10): 101101.
- [2] GÜLICH J F. *Centrifugal pumps*. [M]. 2nd ed. Berlin: Springer-verlag, 2008.
- [3] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [4] GU Y, PEI J, YUAN S, et al. A pressure model for open rotor-stator cavities: an application to an adjustable-speed centrifugal pump with experimental validation[J]. *Journal of Fluids Engineering*. 2020, 142(10): 101301.
- [5] DONG W, CHEN D, SUN J, et al. Influence of balance hole diameter on leakage flow of the balance cavity in a centrifugal pump[J]. *Shock and Vibration*. 2021, 1-11.
- [6] KIM W, YUN J. CFD Analysis on the balancing hole design for magnetic drive centrifugal pumps[J]. *Energies*. 2020, 13(22).
- [7] 王勇, 张景, 吴贤芳. 基于CFD的船用离心泵口环磨损故障研究[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*. 2017, 45(12): 96-100.
- [8] 刘在伦, 王保明, 梁森. 浮动叶轮平衡腔压力的试验分析[J]. *排灌机械*. 2007(4): 6-8.
- [9] 刘在伦, 董玮, 张楠, 等. 离心泵平衡腔液体压力的计算与验证[J]. *农业工程学报*. 2013, 29(20): 54-59.
- [10] 董玮, 楚武利. 平衡孔直径对离心泵性能及平衡腔压力的影响[J]. *农业机械学报*. 2015, 46(6): 73-77.
- [11] 牟介刚, 范文黎, 郑水华, 等. 离心泵平衡孔面积对轴向力及外特性影响的研究[J]. *机械制造*. 2013, 51(09): 58-61.
- [12] CHENG X, CHANG Z, JIANG Y. Study on the influence of the specific area of balance hole on cavitation performance of high-speed centrifugal pump[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2020, 34(8): 3325-3334.
- [13] CAO W, DAI X, HU Q. Effect of impeller reflux balance holes on pressure and axial force of centrifugal pump[J]. *Journal of Central South University*. 2015, 22(5): 1695-1706.
- [14] 程效锐, 常正柏. 高速离心泵平衡孔比面积对其性能的影响[J]. *流体机械*. 2020, 48(6): 31-37.
- [15] 陈茂庆, 陈超. 离心泵密封环泄漏量特性试验[J]. *石油机械*, 1993(1): 23-26, 5-6.
- [16] 刘在伦, 陈小昌, 王东伟, 等. 离心泵平衡孔液体泄漏量试验与分析[J]. *农业工程学报*. 2017, 33(7): 67-74.
- [17] DONG W, CHU W. 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): 64-74.
- [18] 刘在伦, 王东伟, 侯祎华, 等. 离心泵泵腔和平衡腔液体压力试验与计算[J]. *农业机械学报*. 2016, 47(8): 42-48.