

试验系统夹气对离心泵性能测量的影响分析

刘成胜, 王晓锋, 赵艳丽, 张 凯
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要:针对试验系统夹气所产生的破坏,需要研究试验系统夹气对离心泵性能测量的影响,分别从扬程、效率、功率及汽蚀余量公式对离心泵性能的影响因素进行研究,根据理论公式和试验系统夹气带来的密度、流量等变化分析了夹气对离心泵测量性能的影响。在试验系统夹气情况下对流量计位于泵和调节阀之间与泵出口调节阀之后的影响进行了分析。试验结果表明,试验系统夹气会造成测量的离心泵扬程(用压力表示的扬程)和效率提高、功率降低、汽蚀余量增大;流量计位于离心泵和调节阀之间,试验系统夹气时,测量的扬程(用压力表示的扬程)、效率和功率都接近未夹气时的结果;流量计位于调节阀之后,试验系统夹气时测量的离心泵扬程(用压力表示的扬程)和效率都高于未夹气时的结果,功率降低。由于流量计位置对测量的影响,在设计试验系统时尽可能把流量计设置在离心泵与调节阀之间。

关键词:试验系统;夹气;性能测量;扬程

中图分类号:V431-34 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2018)06-0075-06

Analysis on influence of gas entrapment of test system on centrifugal pump performance measuring

LIU Chengsheng, WANG Xiaofeng, ZHAO Yanli, ZHANG Kai
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Since there is a damage caused by gas entrapment of test system, it is necessary to study the influence of gas entrapment of the test system on the centrifugal pump performance measurement. The influence factors of the theoretical formula of delivery head, efficiency, power and NPSH on the performance of centrifugal pump were analyzed in this paper. According to the theoretical formula and density and flow rate changes caused by gas entrapment of the test system, the influences of gas entrapment on the measurement of centrifugal pump performance were analyzed. In the case of gas entrapment of the test system, the measured different results were analyzed when the flow meter is located between the pump and regulating valve or after regulating valve at pump outlet. The results show that the gas entrapment of the test system may result in increase of delivery head, efficiency and NPSH, but decrease of centrifugal pump power. The results measured while executing gas entrapment are close to the results before executing gas entrapment when flow meter is located between the centrifugal pump and the

收稿日期:2017-10-31;修回日期:2018-05-22

基金项目:国家重大基础研究项目(61321)

作者简介:刘成胜(1978—),男,高级工程师,研究领域为液体试验

regulating valve. When flow meter is located after the regulating valve, the results measured of delivery head, efficiency are higher than those before executing gas entrapment. Because of the influence of the flow meter position on measuring result, flow meter should be located between centrifugal pump and regulating valve so far as possible in design of the test system.

Keywords: test system; gas entrapment; performance measurement; delivery head

0 引言

离心泵在进行试验之前,先要对试验系统进行蓄水和排气,如果试验系统中含有气体,轻则引起试验系统的振动,重则将引起气堵或系统破坏,因此研究试验系统夹气(即含少量气体)对离心泵性能测量的影响很有必要。

1 离心泵性能分析

泵水力试验系统按照 GB/T 3216-2016《回转动力泵水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级》建设,试验系统的出入口工艺管路直径与离心泵的出入口直径相同,压力测点位置距离泵出入口法兰端面 2 倍 DN。本文不考虑测点位置、出入口直径小偏差对离心泵测量参数的影响。

1.1 扬程

由伯努利方程知,离心泵扬程由下式求得:

$$H = \frac{p_e - p_i}{\rho g} + Z_2 - Z_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1)$$

式中: p_e 为离心泵出口压力(绝压), Pa; p_i 为离心泵入口压力(绝压), Pa; Z_2 为离心泵出口压力传感器位置高度, m; Z_1 为离心泵入口压力传感器位置高度, m; v_2 为离心泵出口测压点处管道介质流速, m/s; v_1 为离心泵入口测压点处管道介质流速, m/s; g 为重力加速度, m/s²; ρ 为流体介质密度, kg/m³。

从式(1)可以看出,离心泵的扬程与泵特性、流经离心泵的介质体积流量和测压传感器的位置高度有关,与输送介质无关,即对于某台特定的离心泵来说,无论输送什么介质,经过相同体积流量时扬程相同。如果用压力表示离心泵的扬程时,即:

$$H' = \rho g H = p_e - p_i + \rho g(Z_2 - Z_1) + \frac{\rho(v_2^2 - v_1^2)}{2} \quad (2)$$

从式(2)可以看出,当离心泵的扬程用压力表

示时,除与输送介质的密度有关外,还与泵特性、流经离心泵的介质体积流量、当地的重力加速度和出入口压力传感器测量基准面的位置有关。

1.2 效率

离心泵效率计算公式:

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{P_e} \quad (3)$$

式中: P_e 为离心泵的输入功率, kW; Q 为流经离心泵的体积流量, m³/s。

效率为无量纲量,与泵特性有关,根据相似准则,与介质无关,所以效率与介质的密度无关。

1.3 功率(输入功率)

离心泵功率计算公式:

$$P_e = M\omega = \frac{\rho Q g H}{\eta} \quad (4)$$

式中: M 为离心泵的输入扭矩, N·m; ω 为角速度, rad/s, $\omega = \frac{n\pi}{30}$ 。

根据扭矩测功原理,从式(4)可以看出,单位体积的流体经过离心泵所做的功与离心泵特性、介质的密度和当地的重力加速度等有关。

1.4 汽蚀余量

离心泵的汽蚀余量计算公式:

$$NPSH = \frac{p_i - p_v}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \quad (5)$$

式中 p_v 为试验温度下液体介质的汽化压力, Pa。

从式(5)可以看出,汽蚀余量与试验地点的大气压有关,同时还与入口压力、试验介质在试验温度下的汽化压力和流经离心泵的介质体积流量有关。

2 夹气对离心泵性能测量的影响分析

假定水为不可压缩流体,为了便于分析,定义如下变量:

$Q_{\text{无气}}$ 为输送介质全为水时离心泵入口的水体积流量; $Q_{\text{水}}$ 为输送介质为水气混输时离心泵入口的水体积流量; $Q_{\text{气}}$ 为输送介质为水气混输时离心泵入口的气体体积流量; $Q_{\text{水+气}}$ 为输送介质为水气混输时离心泵入口的总体积流量, $Q_{\text{水+气}} = Q_{\text{水}} + Q_{\text{气}} = Q_{\text{无气}}$; $\rho_{\text{混合}}$ 为输送介质为水气混输时离心泵入口的气液两相流密度, $\rho_{\text{混合}} Q_{\text{水+气}} = \rho_{\text{水}} Q_{\text{水}} + \rho_{\text{气}} Q_{\text{气}}$; $Q_{\text{水+气}}'$ 为输送介质为水气混输时离心泵出口的体积流量, $Q_{\text{水+气}}' = Q_{\text{水}} + \frac{p_i}{p_e} Q_{\text{气}}$ 。

2.1 夹气对扬程测量的影响

离心泵的性能曲线一般是随着流量的增大扬程降低,功率增大,效率先增加在额定流量点达到最高值然后随着流量增大而降低。

试验系统夹气时,即含少量气体,水气混输, $\rho_{\text{混合}}$ 近似等于 $\rho_{\text{水}}$ 。在设置压力传感器安装位置时选择同样的高度,即 $Z_2 = Z_1$;按理想的工况分析:气体均匀混合在水中,当出口流量满足要求时,入口体积流量增大,即 v_1 增大, $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ 值减小,由式(1)可得出, $\frac{p_e - p_i}{\rho g}$ 值增大,在入口压力值不变的情况下, p_e 增大,而数据处理时, v_1 按偏小的计算值参与计算,由式(2)可看出,所以测量的扬程 H' 提高了。

2.2 夹气对功率测量的影响

试验系统夹气时,水气混输,由于试验过程中测量的 M 对应的流体密度为 $\rho_{\text{混合}}$,而 $\rho_{\text{混合}} < \rho_{\text{水}}$,离心泵的输出功降低,所以测量出的扭矩变小,由式(4)可以看出,离心泵的测量功率降低了。

2.3 夹气对效率测量的影响

离心泵的效率理论上与密度无关。试验系统夹气时,水气混输,离心泵的测量功率降低,而数据处理时使用的密度是 $\rho_{\text{水}}$,而 $\rho_{\text{水}} > \rho_{\text{混合}}$,由式(3)可以看出,离心泵的测量效率提高了。

2.4 夹气对汽蚀余量测量的影响

试验系统夹气时,水气混输,会对离心泵的抗汽蚀性能产生影响,影响程度可按下面的公式估算:

$$\text{NPSH} = \text{NPSH}_1 \frac{1}{(1 - 1.5\delta)^{4/3}} \quad (6)$$

式中: NPSH_1 为不含游离气体时泵的汽蚀余量; δ 为泵入口介质游离气体相对含量。

试验系统夹气时,水气混输,在试验温度下,水汽化时的汽化压力 p_v 不变,但是当水中含有气体,汽蚀试验时随着离心泵入口压力的降低,气体易于析出、膨胀和聚集,气体占据部分过流通道,增加了液相的流动阻力,入口压力没有完全为水介质下降低那么多,但加速了泵出口压力的降低,根据式(5)看出,测量的汽蚀余量大了。从式(6)和图1可知,随着含气量的增大,测量的汽蚀余量增大。

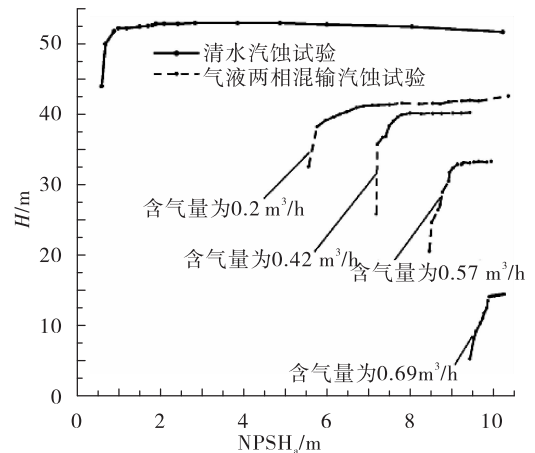


图1 流量为 $6 \text{ m}^3/\text{h}$ 下不同含气量的汽蚀试验曲线

Fig.1 Cavitation test curves at different air content as $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$

3 试验系统夹气时流量计位置对测量结果的影响分析

3.1 流量计位于离心泵和调节阀之间

当离心泵入口流量为 $Q_{\text{水+气}}$ 时,离心泵出口的流量变为 $Q_{\text{水+气}}'$,流量计位于离心泵和调节阀之间时(图2),试验测量得到的应该是 $H' - Q_{\text{水+气}}'$, $P - Q_{\text{水+气}}'$, $\eta - Q_{\text{水+气}}'$ 曲线,对应关系成立。

当泵的出口扬程不高时,即 $\frac{p_i}{p_e}$ 接近于1时,离心泵出口的密度变化可忽略不计,即试验测量的性能参数可认为等同于入口流量 $Q_{\text{水+气}}$ 下的性能参数。

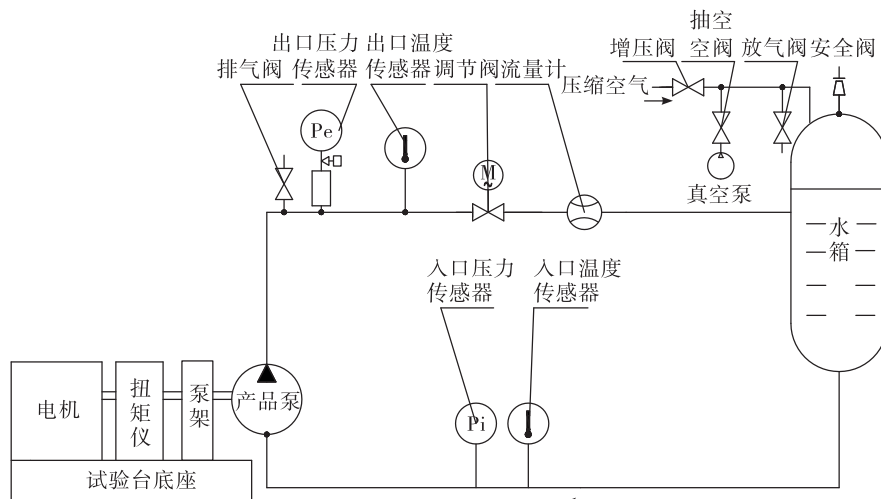


图2 流量计位于离心泵和调节阀之间的试验系统原理图

Fig.2 Schematic diagram of test system when flow meter is located between the centrifugal pump and regulating valve

当泵的出口扬程较高时,即 $\frac{P_i}{P_e} < 1$, 试验测得扬程对应流量是 $Q_{水+气}'$, 实际上得到的是 $H_{Q_{水+气}'} - Q_{水+气}'$ 的关系, 而 $\rho_{混合} < \rho_{水}$, 数据处理时使用的密度为 $\rho_{水}$, 所以测量的扬程 H' 提高了。由于测量的是 $Q_{水+气}'$ 状态下的功率, 测量的功率偏小, 由式(3)看出, 测量得到的效率提高了。泵出口扬程较高时气体被严重压缩, 试验系统夹气时, $\rho_{混合}$ 与 $\rho_{水}$ 非常接近, $Q_{水+气}'$ 近似等于 $Q_{无气}$, 虽然测量的扬程 H' 、效率提高, 功率降低, 但都非常接近输送介质为水状态下的扬程、效率和功率。

3.2 流量计位于离心泵出口调节阀之后

当离心泵入口流量为 $Q_{水+气}$ 时, 离心泵出口的流量变为 $Q_{水+气}'$, 调节阀后的混合流体由于压力降低气体膨胀, 流体的压力接近离心泵入口的压力, 即流量计测量的泵流量接近泵入口的流量 $Q_{水+气}$ (图3)。而试验测量的扬程对应流量是 $Q_{水+气}'$, 实际上该得到的是 $H_{Q_{水+气}'} - Q_{水+气}'$ 的关系, 而 $\rho_{混合} < \rho_{水}$, 数据处理时使用的密度为 $\rho_{水}$, 由式(2)可以看出, 测量的泵扬程 H' 提高了。由于测量的是 $Q_{水+气}'$ 状态下的功率, 测量的功率偏小, 由式(3)看出, 测量得到的效率提高了。

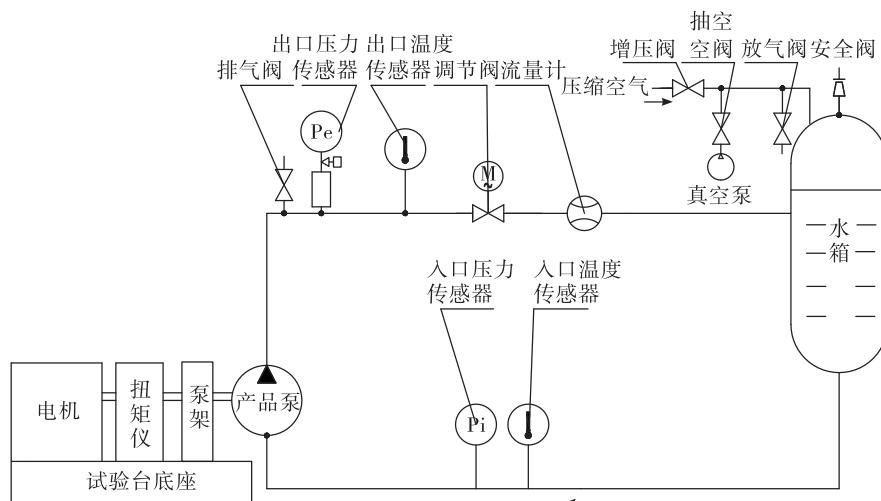


图3 流量计位于泵出口调节阀之后的试验系统原理图

Fig.3 Schematic diagram of test system when flow meter is located after regulating valve

4 试验验证

针对 xx-xx 型号离心泵试验中(流量计位于调节阀后),气体未排净造成了数据的偏差(见表 1),后将系统中气体排净后重复进行了试验(见表 2)。试验数据曲线如图 4 所示。

表 1 夹气试验数据

Tab. 1 Test data of gas entrapment

流量/(L·s ⁻¹)	扬程/MPa	功率/kW	效率/%
71.98	22.61	2 877.54	56.56
83.3	22.49	3 036.11	61.71
96.51	22.36	3 251.93	66.36
107.14	22.15	3 431.09	69.17
120.38	21.72	3 686.71	70.91
131.26	21.42	3 902.29	72.04
141.97	21.01	4 120.12	72.41
154.32	20.53	4 395.89	72.05

表 2 排气后试验数据

Tab. 2 Test data after gas exhausting

流量/(L·s ⁻¹)	扬程/MPa	功率/kW	效率/%
70.84	22.38	2 878.99	55.05
82.6	22.28	3 014.46	61.05
95.25	22.18	3 236.82	65.27
107.78	21.83	3 477.98	67.63
119.78	21.54	3 695.16	69.83
131.59	21.22	3 932	71.01
142.07	20.82	4 140.93	71.43
153.62	20.39	4 371.85	71.64

从图 4 可以看出,夹气试验的结果与夹气对试验结果的影响分析一致,试验系统夹气时测量的扬程(用压力表示的扬程)和效率性能参数高于未夹气时的性能参数,而功率则降低了。

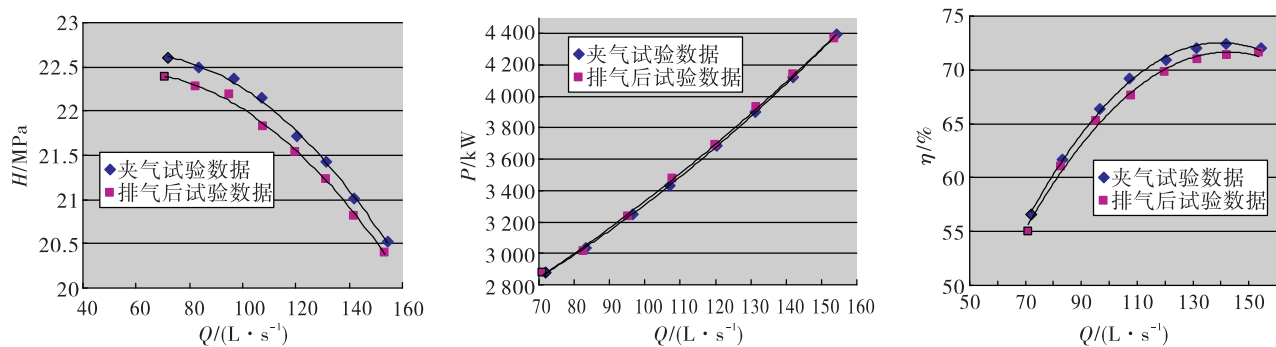


图 4 夹气试验与排气后试验数据图

Fig. 4 Data graphs of gas entrapment test and after exhausting test

5 结论

经过以上分析,可以得出以下结论:

1) 试验系统夹气会造成测量的离心泵扬程(用压力表示的扬程)和效率提高,功率降低,汽蚀余量增大。

2) 流量计位于离心泵和调节阀之间,试验系统夹气时,测量的扬程(用压力表示的扬程)、效率和功率都接近未夹气时的结果;当流量计位于调节阀之后,试验系统夹气时测量的离心泵扬程(用压力表示的扬程)和效率都高于未夹气时的结果,功率

降低。

3) 由于流量计位置对测量的离心泵性能有影响,所以在设计试验系统时尽可能把流量计设置到离心泵和调节阀之间,而非离心泵出口调节阀之后。

参考文献:

[1] GB/T 3216-2016《回转动力泵水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级》[S].

[2] GB/T 18149-2000《离心泵、混流泵和轴流泵水力性能试验规范精密级》[S].

[3] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社

- 社,1987.
- [4] 宋立,赵静,许德忠,等. AP 1000(第三代核电)正常余热排出泵加气试验性能参数的理论分析[J]. 水泵技术, 2014(3):10-12, 23.
- [5] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1998.
- [6] ПЕТРОВ В И, ЧАБАЕВСКИЙ В Ф. Кавитация в высоко-оборотных лопастных насосах [M]. [S. l.]: Машиностроение, 1982.
- [7] 谢鹏,朱祖超. 低比转速离心旋涡泵的气液混输汽蚀试验研究[J]. 水利学报,2009,12(40):1506-1511.
- [8] 郑海梦. 泵测试实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- [9] 潘中永,袁寿其. 泵空化基础[M]. 镇江:江苏大学出版社,2006.
- [10] 钱红军,韦章兵. 气体对离心泵性能影响的试验研究[J]. 流体机械,2003,31(7):1-4.
- [11] 陈斌,胡家顺. 离心泵的溶气试验研究[J]. 化学工程与装备,2014(7):29-31.
- [12] 黄智勇,胡钟兵,李惠敏. 大功率、高转速、高扬程涡轮泵振动分析与减振研究[J]. 火箭推进,2005,31(6):1-6.
- HUANG Z Y, HU Z B, LI H M. Analysis of vibration and vibration reduction for turbopumps with highpower, high-rotation speed and high-delivery-head[J]. Journal of rocker propulsion,2005,31(6):1-6.

(编辑:马 杰)

