

卧式多级离心泵轴向力平衡研究

徐庆然 阎晓伟

(上海阿波罗机械股份有限公司 上海 201499)

摘要: 在工业领域或城市生活领域中, 离心泵在水泵的全部种类中使用最为广泛, 具有较高的技术指标、经济价值、实用价值。针对 BB5 型筒袋式高压给水泵轴系载荷超标、轴承发热严重等问题, 本文运用计算机仿真计算方法, 获得最佳平衡装置尺寸, 为卧式多级离心泵平衡装置尺寸的设计、轴系载荷计算分析提供参考借鉴。

关键词: 给水泵; 筒袋式; 卧式; 平衡鼓; 轴承

1 概述

离心泵参数涵盖的范围较广, 流量为 $0.005 \sim 40 \text{ m}^3/\text{s}$, 扬程为 $1 \sim 3000 \text{ m}$, 能适应不同领域、不同用途的工业场合。为适应不同的工况, 离心泵使用多个叶轮逐级升压的方式, 以满足工业需求。本文介绍一种卧式节段式筒袋多级泵, 按 GB/T 3215-2019 标准分类为 BB5 型泵。该泵型工程应用较普及, 结构较为复杂, 常应用于具有高扬程需求、介质特殊要求的场合^[1]。

2 工程应用

针对某电站供货的给水泵, 根据客户的需求, 选用 BB5 型卧式节段式筒袋多级泵, 在进行运转试验时, 发现其外侧轴承的温度过高, 轴承温度达到 97°C , 已超出轴承的承受范围, 泵电动机侧轴承的温度为 51°C , 温度正常。停机检查, 发现非驱动端的轴承已烧损。

3 事故原因分析

从给水泵解体后零件的情况来看, 非驱动端轴承损坏严重, 排除轴承缺油、运转误操作等因素, 疑似泵转子上的轴向和径向载荷过大, 超出轴承的承受范围, 导致轴承烧损。需要重新梳理泵结构, 校核轴向和径向载荷。

3.1 结构介绍

卧式节段式筒袋多级给水泵

的主要结构如图 1 所示, 其结构特点如下:

(1) 采用低速方案, 即 $n=2985 \text{ r/min}$, 泵组不配置增速箱, 使泵组布置更加简洁, 运行更加稳定。

(2) 泵为卧式、双壳体结构, 内壳体采用整体抽芯结构。

(3) 进、出口法兰及泵脚焊接在泵筒体上, 结构紧凑。

(4) 采用滚动轴承, 驱动端为圆柱滚子轴承, 非驱动端为一对角接触球轴承。轴承润滑方式为油浴润滑。为提高轴承的支承刚度, 采用了整体的轴承支架, 无需预润滑, 可直接快速启动。

(5) 润滑方式为稀油油环润滑, 轴承冷却方式采用空冷(轴承体上设有散热片, 以增加散热面积), 取消了油水管路辅助系统, 无润滑辅助系统, 具有较高的可靠性。轴承冷却方式也可根据工程及用户要求采用水冷。

(6) 叶轮与轴采用滑动配合, 有利于叶轮备件的

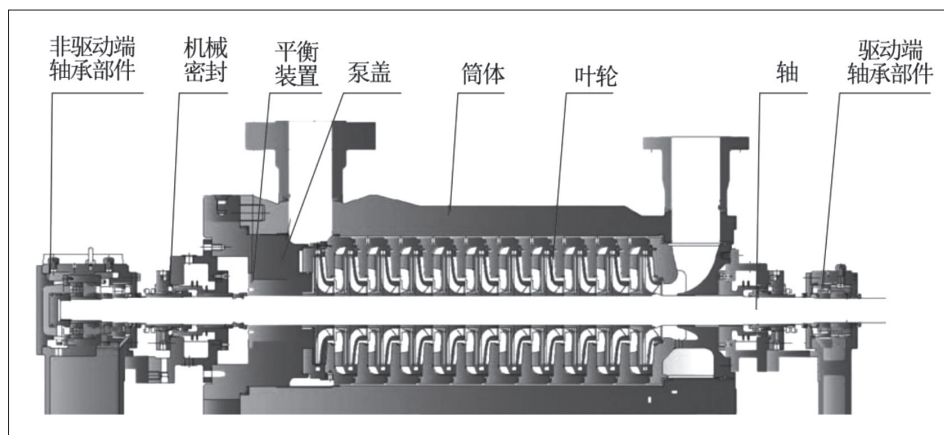


图 1 BB5 型多级卧式离心泵结构图

安装与拆卸。

(7) 轴封采用集装式机械密封, 静密封采用 O 形密封圈、缠绕垫及金属面密封。

(8) 在末级导叶和泵盖之间添加一个碟形弹簧, 用于补偿零件的尺寸误差及内外壳体胀差。

转子部件主要由轴、叶轮、导轴承套、轴套等组成。叶轮设计为 11 级, 同侧方向布置, 设置平衡鼓装置用于平衡轴向力, 转子运转时处于受拉状态。

3.2 径向载荷校核

给水泵为卧式结构, 转子部件上承受的径向载荷主要有转子质量、水力径向力、转子残余不平衡质量引起的离心力。该泵为导叶式结构, 能把水力径向力降低到可忽略的程度, 因此, 在校核径向载荷时, 可忽略水力径向力。按图纸的设计要求, 转子部件单独进行动平衡试验, 精度等级为 G2.5 级, 可通过下述公式, 计算转子部件剩余不平衡量产生的径向力值^[2-4]。

许用不平衡度: $e_{\text{per}}=1000G/\omega$

许用不平衡量: $U_{\text{per}}=me_{\text{per}}$

最大半径处的许用不平衡质量: $G_c=U_{\text{per}} \times \frac{1}{2r}$

不平衡离心力: $F_c=1.12 \times 9.8 \times 10^{-9} G_c n^2 R$

经过计算, 给水泵转子部件上承受的径向载荷值为 9050N。

3.3 轴向载荷校核

泵在运转中, 转子上的叶轮等零件受介质压力影响, 产生轴向力, 主要由下列各分力组成^[2,3]:

(1) 叶轮前盖板、后盖板面积差产生的轴向力, 此力方向指向叶轮进口;

(2) 动反力, 此力指向叶轮反面。

叶轮的数量越多, 总的轴向力则越大。受工况限制, 高扬程泵只能使用多个叶轮, 但轴向载荷过大, 超出轴承能够承受的范围, 对泵运行的可靠性是一个很大的挑战, 故尽可能降低轴向载荷为此类型泵的研究重点, 也是难点。工业上一般多选用平衡机构来平衡叶轮上的轴向载荷。

本文采用平衡鼓装置来解决轴向力问题, 平衡鼓的工作原理如图 2 所示。在末级叶轮后安装平衡鼓装置, 引泵出口一部分压力介质, 通过节流间隙到达平衡鼓后侧的平衡室。通过进出口压力差, 产生一个与叶轮轴向力相反的轴向力, 来平衡 11 级叶轮上的轴向力。平衡鼓产生的轴向力可根据平衡鼓的面积和进出口压力差计算得到。选择合理的平衡鼓

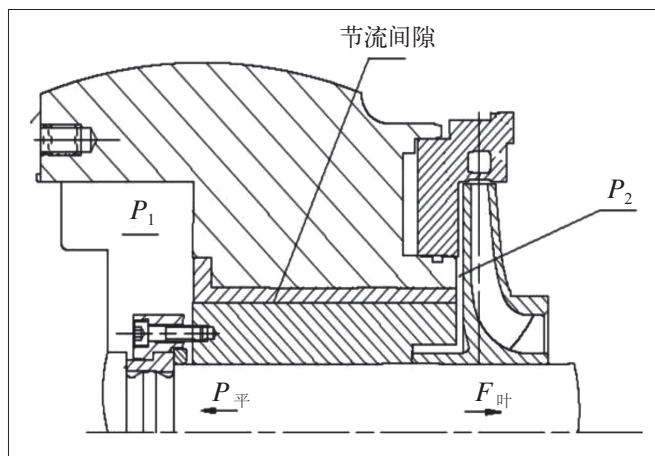


图 2 平衡鼓工作原理图

直径, 可以使平衡轴向力最大, 从而使泵运行载荷最小。平衡鼓装置结构设计简单, 经济实用, 且运行可靠性高。

通过上文介绍, 平衡鼓直径尺寸的选取最为重要, 也最为复杂。传统方式是采用理论公式计算, 通过计算各级叶轮的轴向力, 初步计算平衡鼓的尺寸, 然后再根据经验修整该计算尺寸。该种计算方法存在较大的局限, 各级叶轮的级间泄漏无法通过计算获得, 叶轮前后压差变化情况、不同流量点下平衡鼓的平衡能力、轴向力变化情况, 均很难评估, 且叶轮级数越多, 偏差越大。

轴向力经验公式计算法的缺点主要如下:

(1) 叶轮轴向力计算的传统公式存在较大误差, 修正系数需要根据经验选取, 计算结果差异较大。

(2) 不同类型的叶轮密封环的间隙不同, 计算的叶轮轴向力结果偏差较大。

(3) 平衡鼓的结构形式、节流间隙不同, 对平衡鼓产生的轴向力影响较大, 无法有效计算出影响值。

(4) 特殊类型的泵需要在不同流量点下运行, 该工况下, 传统方式很难获得平衡鼓有效抵消的轴向力值。

随着仿真技术的应用, 可以建立泵的全流场水力模型, 基于有限元理论, 通过成熟的商业软件进行仿真模拟计算, 能够较为准确地求出各级叶轮上产生的轴向力、平衡鼓前后压差产生的平衡力, 计算出转子上的残余轴向力。但是仿真模型与实际设备存在一定的差别, 节流间隙、摩擦系数影响等方面很难做到与实体设备一致, 需要工程师投入大量的时间详细构建数学计算模型、划分合适的网格、选用合理的边界条件, 修正系数。

本文列举两种方法的计算结果进行对比分析说明。

3.3.1 理论公式法

如图 3 所示，由于给水泵叶轮的前后盖板的面积和压力分布不同，产生一个指向叶轮进口方向的轴向力，加上水体流动产生的动反力，形成了给水泵转子部件上的轴向力^[2,3]。

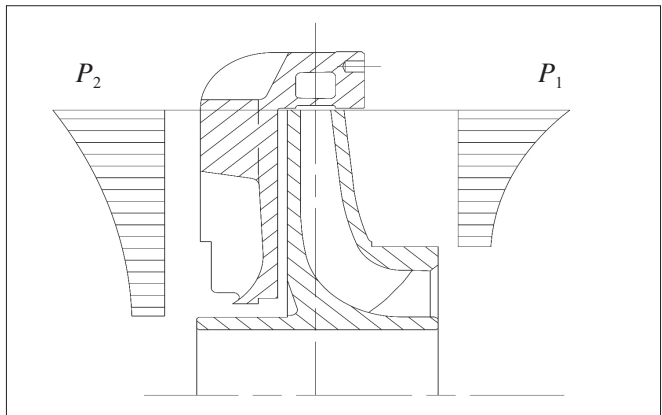


图 3 叶轮轴向载荷示意图

(1) 叶轮前后盖板压力差产生的轴向力 F_1 ：

$$F_1 = \rho g \pi (R_m^2 - R_h^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_2^2 - \frac{R_m^2 + R_h^2}{2} \right) \right]$$

(2) 单级叶轮液体动量改变引起的轴向力 F_2 ：

$$F_2 = -\rho Q_t (u_{m0} - u_{m3} \cos \alpha)$$

(负号表示方向。)

(3) 所以，单级叶轮总的轴向力 F_i ：

$$F_i = F_1 + F_2$$

转子部件总轴向力为 $F_{\text{叶}} = F_i \times 11 = 12630\text{N}$ 。根据转子部件上 11 级叶轮产生的轴向力 $F_{\text{叶}}$ ，按下述公式匹配设计平衡鼓的尺寸：

$$F = \Delta p \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_h^2)$$

其中，平衡机构前后的压力差的计算公式如下：

$$\Delta p = \left[H(i-1) + H_p - \frac{1}{4} \left(\frac{u_2^2 - u_h^2}{2g} \right) \right] \rho \cdot 10^{-4}$$

3.3.2 计算机仿真算法

计算机仿真算法是指通过计算机进行三维建模，并划分水体网格，运用 ANSYS-CFX 中提供的湍流模型开展计算工作，模拟分析流体产生的载荷。

对给水泵整个流体域进行三维建模，流体域由进水段、首级叶轮、次级叶轮（共计 10 级）、导叶（共计 10 级）、末级导叶、出水段等部件组成。

给水泵性能模拟计算时，通过监控转子轴向的受力，得到不同流量点下给水泵的轴向力值。同时，鉴于仿真模拟计算法的适用范围广，本文通过改变平衡鼓直径，对比计算不同平衡鼓直径下的轴向力数据（表 1），并获取在不同流量点下轴向力的变化曲线，如图 4 所示。

表 1 给水泵轴系载荷表

Q/ (m ³ / h)	轴系载荷 /N					
	直径 225mm	直径 230mm	直径 235mm	直径 240mm	直径 245mm	直径 250mm
50	19321	16582	13257	10453	7368	4314
100	17986	15121	12012	8843	5965	2997
150	13921	11021	7914	4973	1945	- 1034
200	11021	8121	5111	2046	- 934	- 3946
250	6321	3301	311	- 2711	- 5693	- 8636
300	4321	1321	- 1692	- 4712	- 7625	- 10673

从图 4 可以看出，在同一直径下，随着流量的增大，平衡鼓产生的轴向力逐渐增大，并在达到一定值时超过叶轮盖板的轴向力，轴向载荷方向发生改变。平衡鼓的直径增大时，平衡鼓产生的轴向载荷也增大。在平衡鼓直径 $d < 235\text{mm}$ 时，平衡鼓产生的轴向力始终小于平衡叶轮盖板的轴向力，轴系上的轴向载荷方向几乎无变化；在平衡鼓直径 $d > 235\text{mm}$ 时，大流量工况下，平衡鼓产生的轴向力大于平衡叶轮盖板的轴向力，轴系上的轴向载荷方向发生变化。从数据能够看出，平衡鼓直径为 245mm 时，最大流量和最小流量工况下，轴系上的轴向载荷值相对其他点较小，故选取平衡鼓直径为 245mm。

3.4 轴承寿命校核

轴承寿命基本额定寿命公式如下：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon$$

将平衡鼓直径为 245mm 时的轴向载荷值代入上述公式，计算得轴承的寿命为 12397.4h，完全能够达到使用寿命要求。

3.5 新平衡鼓试验

根据仿真模拟计算的平衡鼓尺寸，重新按新零件尺寸进行加工，进行运行试验。经过 4 个小时的运转，通过非驱动端轴承体上的测温元件，轴承温度在运

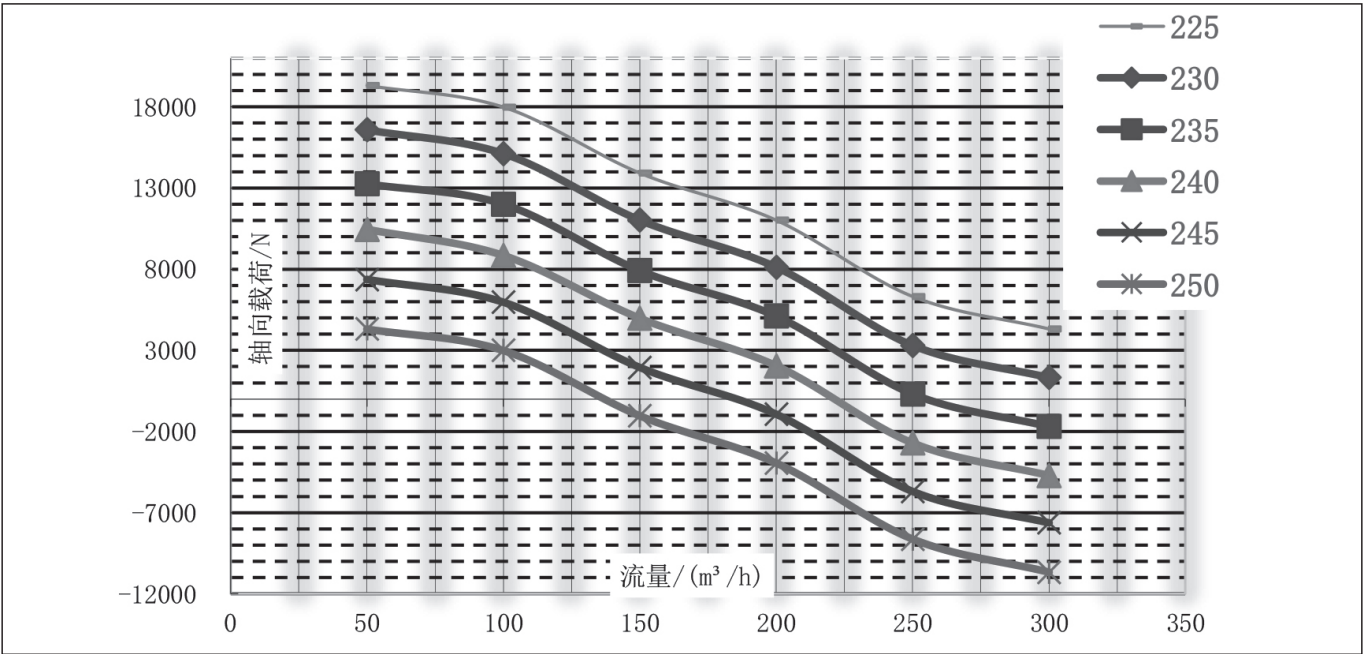


图 4 转子轴向力与流量的曲线

行 30min 后趋于稳定值，在最大流量点工况下，轴承温度值最高为 57℃，轴承运行状态良好，满足使用要求。

4 结语

本文介绍了一种典型的泵类设备从发现问题到复查设计的全过程，应用仿真模拟算法计算轴向载荷数据，研究不同平衡鼓尺寸对转子轴向力的影响，为工程上同类问题的解决提供方向。与理论公式法相比，采用计算机仿真模拟，能够获得较为精确的轴向载荷数据，能够反映出不同流量点下轴向力的变化，评估不同直径平衡鼓平衡轴向载荷的能力，方便设计人员根据工况挑选最合理的平衡鼓直径尺寸。

平衡鼓装置结构简单，比较实用，可广泛应用到多级泵上。应用仿真模拟算法，找到最佳的平衡鼓直径，可以提升多级泵的运行可靠性，为轴承的

合理选用提供设计依据，从根本上解决轴承发热问题，节约了成本。

参考文献：

[1]Johann Friedrich Gulich. 离心泵：第 3 版 [M]. 周岭，施卫东，译. 北京：机械工业出版社，2021:488-549.
[2] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京：中国宇航出版社，2011:564-599.
[3] 沈阳水泵研究所，中国农业机械化科学研究院. 叶片泵设计手册 [M]. 北京：机械工业出版社，1983:329-363.
[4] 许德忠，赵静. 离心泵设计经验总结 [M]. 吉林：吉林人民出版社，2016:53-63.

作者简介: 徐庆然 (1986.04-)，男，汉族，河南新乡人，本科，工程师，研究方向：卧式多级离心泵设计、轴向力调节、轴承选用。