

文章编号:1672-9331(2019)01-0102-09

## 径向剖分式输油泵流场模拟及试验

李志鹏<sup>1</sup>, 肖响<sup>1</sup>, 何备荒<sup>2</sup>, 罗幼如<sup>2</sup>, 丁垣利<sup>2</sup>

(1.长沙理工大学 能源与动力工程学院, 湖南 长沙 410114;

2.湖南天一奥星泵业有限公司, 湖南 岳阳 414500)

**摘要:** 由于四级结构的BB2型输油泵理论上具有高效节能的特点,将两级BB2结构形式的输油泵改进为四级结构,为研究其压力特性以及速度分布情况,并验证其改进的有效性和合理性,在计算流体力学方法的基础上,采用CFX软件进行流场模拟,随后运用试验方法验证其实际工况。研究表明,首级叶轮和次级叶轮进口到出口处压力分布比较均匀,具有明显的压力梯度,次级叶轮的流场稳定性相对较差;流道内流动均匀良好,速度方向基本与旋转方向一致,次级叶轮内速度值大于第一级叶轮内流体速度,流道内工作面流速低于背面流速,在叶轮出口处由于导叶头部的干扰出现速度反向现象。结合试验数据表明,四级结构的BB2型输油泵的流量、扬程、效率和汽蚀余量均符合国家标准,并达到了更为高效节能的实际效果。

**关键词:** 中开多级输油泵; 流场分布; 压力特性; 速度分布; 扬程; 汽蚀; 效率

中图分类号: TH311

文献标识码: A

## Simulation and experimental study on flow field of radial profile oil pump

LI Zhi-peng<sup>1</sup>, XIAO Xiang<sup>1</sup>, HE Bei-huang<sup>2</sup>, LUO You-ru<sup>2</sup>, DING Yuan-li<sup>2</sup>

(1.School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology,

Changsha 410114, China; 2.Tianyi Hsing Pump Co. Ltd., Yueyang 414500, China)

**Abstract:** Because of the high efficiency and energy saving characteristics of the four-level BB2 type oil pump, the two-level BB2 type oil pump at home and abroad is optimized into the four-level structure to study its field characteristic flow and verify its effectiveness and rationality. We used computational fluid mechanics to simulate flow field, and found that the pressure distribution of the first and secondary impeller inlet to the outlet was relatively uniform, with obvious pressure gradient, and the flow field stability of the secondary impeller was relatively poor; In addition, we found that the flow in the passage was evenly distributed, and the velocity direction was basically the same as the rotation direction, and the velocity in the secondary impeller was greater than that in the first stage impeller, and the flow velocity was lower than that of the back flow, and the velocity reversal occurs at the outlet of the impeller. According to the experimental data, the flow, head, efficiency and cavitation residue of BB2 type oil pump with four-level structure all conform to the national standards and reach the practical effect of more efficient energy saving.

**Key words:** medium-open multistage oil pump; flow field distribution; pressure characteristics; velocity distribution; head; cavitation; efficiency

收稿日期: 2018-10-24

通讯作者: 李志鹏(1962-), 男, 云南丘北人, 长沙理工大学教授, 主要从事流体机械设备设计与优化方面的研究。E-mail: 1379448@163.com

输油泵是管道输油系统的关键设备,是输油管道系统的“心脏”,关系着石油运输安全和企业经济效益<sup>[1]</sup>。

近年来,国内外学者对输油泵结构特性进行了研究,刘国豪<sup>[2]</sup>等学者发现,目前国内的主流输油泵在效率及耗能与国外同类型产品有一定的差距。为在输油泵结构上做出改进和优化,以获得更好的经济性,谭东杰等<sup>[3]</sup>发现输油泵内部导叶的相位会影响内部流场特性,进而影响泵效率。除此之外,输油泵的级数也是影响其效率及能耗的重要原因,李永乐<sup>[4]</sup>设计研发的多级输油泵在效率能耗上有明显的优势,宋怀德等<sup>[5]</sup>对多级输油泵的壳体强度和外观进行了可靠性分析并进行了验证。因此,更加高效节能的多级泵的开发是可行的。

目前,国内大流量、高扬程输油泵多采用 BB2 型结构。为实现高效节能,进一步创造经济效益,可对产品结构进行改进。输油泵内部流场结构复杂,单纯采用试验方法进行结构改进较为困难,而计算流体动力学方法为理解内部流场特性提供了新的途径,弥补了传统设计方法的不足。

随着 CFD 技术的发展,数值模拟成为了研究流场特性的重要途径。马亚鹏<sup>[6]</sup>利用数值模拟方法对离心泵内部流场进行了三维建模,发现了内部流场的流动特性。李社新等<sup>[7]</sup>对离心泵模拟中的网格划分方法做出了探索研究。刘雪垠等<sup>[8-12]</sup>利用有限元方法对流道压力场和速度场进行了分析,发现全流道模拟仿真具有较好的准确性,结合试验进行模拟验证结论更为可靠。李永乐等<sup>[13]</sup>在对双吸输油泵进行模拟及研究后也发现,模拟结果很好地反应了输油泵流动情况,并预测了其水力特性。因此,采用数值模拟方法进行多级输油泵的流动状态模拟是可靠的。

作者在美国石油学会 BB2 结构输油泵的基础上进行改进,创新性地结构上增加两级,开发四级结构的 TGJH 输油泵。并对其进行流场数值模拟,经处理后分别得到吸水室、首级叶轮、次级叶轮、导叶的压力分布和速度分布云图,并结合试验结果进行分析,以验证此改进的可行性,为进一步优化提供理论参考。

## 1 结构及参数设计

图 1 为四级 BB2 型泵结构图,将其命名为 TGJH 系列。它是在美国石油学会 API610 标准的基础上进行结构改进得到的,流量设计为  $99.5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程为 340 m。相对原型泵, TGJH 型输油泵具有以下特点。

1) 泵总体结构形式为径向剖分、两端支承式结构,在级数上增加两级。

2) 泵体径向剖分,近中心线支撑,转子两侧为滚动轴承,甩油润滑,整体结构设计使得运行平稳,振动小。

3) 首级与次级之间、三级与四级之间采用导叶替代过渡流道,是对 BB2 泵的突破。这样既能自平衡径向力,又简化了泵体结构,使铸造加工简单。

4) 叶轮采用单吸闭式结构。

5) 轴承体与泵体间采用止口定位,不需打定位销,使加工精度易于保证,定位更可靠,维修更方便。

6) 采用带加长节的膜片联轴器,去掉联轴器加长节即可更换轴承及机械密封,无需拆卸管路及电机,维修方便。

相比改进前的结构型式,其最大的变化是突破了常规的 BB2 结构,在内部流道的设计上取消了级间过渡流道,采用了导叶式结构,使泵体的结构简单化,有利于铸造加工。

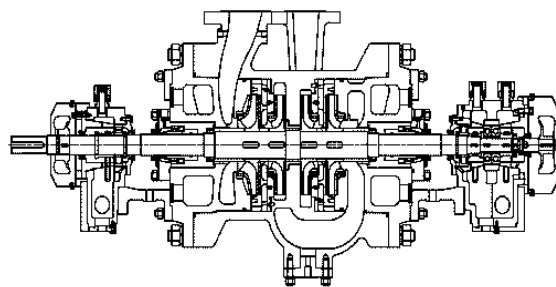


图 1 四级 BB2 型泵结构

Fig. 1 The four stage BB2 pump structure

## 2 数值模拟

TGJH 系列多级中开式离心泵是基于传统 BB2 结构形式进行改进的,设计时考虑的因素较多,设计过程需要多次反复,难度较大,一旦设计的模型不能达到要求,重新制造需要大量的成本。

使用以计算流体力学为基础的 CFD 技术模拟离心泵内部流动,可以直观地显示流道内部流场的变化规律,深入分析多级泵叶轮流场的细微变化及能量损失机理、叶轮内部复杂的流场结构及流动规律,在较短时间内预测泵的性能,验证设计的合理性。并通过改变各种参数达到设计效果,缩短输油泵的研发周期,提高泵的水力性能。数值模拟包括三维建模、网格划分和模拟计算。

## 2.1 几何模型

此泵为多级离心泵,且具有导叶,流体域庞大且结构复杂。为对流场内部特性进行分析,仅进行过流部件的模型建立,使用成熟的三维建模软件 Creo 2.0 进行全流道三维建模。

图 2 和图 3 分别为通过三维建模得到的过流部件总装图以及轴面剖分图。具体建模部位包括各级叶轮、导叶、各级吸水室及压水室。

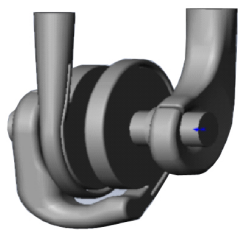


图 2 过流部件总装图

Fig. 2 The general assembly diagram of flow components

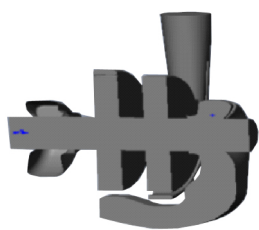


图 3 轴面剖分图

Fig. 3 The subsection of axial surface

## 2.2 网格划分

将模型导入 ICEM 中划分网格,在 ICEM 中选用适用性较强的非结构化网格。非结构化网格舍去了网格节点的结构限制,更容易控制网格单元的大小、形状和网格节点的位置,便于生成外形复杂的结构模型。在网格划分过程中加密蜗壳—叶轮交界面、叶轮水体处的网格。物理场选择 CFD,关联中心设置为 Coarse(粗糙),平滑度为 Medium(中等),过渡为 Slow(慢),高级尺寸功能选择 Proximity and Curvature 以细化转角处的网

格尺寸。

图 4 为流道网格划分的细节展示,网格数为 23 232 127,网格节点数为 4 498 479。对其质量进行检查,网格平均质量均在 0.8 以上,网格质量好,可以满足计算要求。

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	4 498 479
<input type="checkbox"/> Elements	23 232 127
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Max	1.
<input type="checkbox"/> Average	0.835 46

图 4 网格细节图

Fig. 4 Mesh detail

## 2.3 湍流模型选择及控制方程

在模拟软件 CFX 中,CFD 计算在湍流模型的选择上主要有: $k$ -Omega、SST、RNG  $k$ -Epsilon、 $k$ -Epsilon。在  $k$ -Epsilon 模型中,方程以耗散尺度作为特征长度,经研究表明它能够较好地适用于流体机械内部的流场预测。而 RNG  $k$ -Epsilon 模型是对标准  $k$ - $\epsilon$  湍流模型的改进,主要适用于剪切运动导致的湍流作用。SST  $k$ - $\omega$  模型是基于 BSL  $k$ - $\omega$  模型改进了涡黏性表达式,更有利于进行逆压梯度流动的预测。因此,为进行流场预测,本次数值模拟选择  $k$ -Epsilon 模型。

标准  $k$ - $\epsilon$  模型的湍流涡黏性系数  $\nu_t$ 、湍动能  $k$  和耗散率  $\epsilon$  的输运方程为:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (1)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \mu_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon_1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon_2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3)$$

$$G_k = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4)$$

式中: $G_k$ 是由平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的生成项; $\sigma_k$ 是湍动能  $k$  的湍流普朗特数; $\sigma_\epsilon$ 是耗散率  $\epsilon$  的湍流普朗特数; $C_{\epsilon_1}$ 、 $C_{\epsilon_2}$ 、 $C_\mu$ 、 $\sigma_k$ 、 $\sigma_\epsilon$ 是常数。

连续性方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5)$$

动量方程(Navier-Stokes 方程)为:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\rho x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中:  $\rho$  是流体密度;  $u_i$  与  $u_j$  分别是流体在  $i, j$  方向上的速度;  $\tau_{ij}$  是雷诺应力相, 在稳态下, 流体密度不会随时间发生变化;  $\partial \rho / \partial t = 0$ 。

## 2.4 边界条件

叶轮进口边界类型为 Inlet, 边界条件设为压力入口, 压力值为 0.025 MPa。出口边界类型为 Outlet, 边界条件设为质量流量, 质量流量为 27.63 kg/s, 湍流强度均为 5%。对于旋转计算域, 边界类型为 Rotating Wall, 转速为 2 980 r/min, 叶片间水体选择旋转参考坐标系, 边界条件为 No Slip Wall, 相对转速设为 0。其他静止域壁面边界类型均为 Wall。叶轮进口与吸水室连接处、叶轮边缘与压水室水体连接处设为动静结合面, 设置旋转角度 360°。

## 3 计算结果分析

对 TGJH 系列多级离心泵内部流道的分析, 最主要为对首级叶轮、次级叶轮和导叶结构进行流场分析。通过观察压力分布和速度分布情况, 对四级结构下的流场情况进行深入分析。

### 3.1 吸水室和首级叶轮交界面流场分析

图 5 和图 6 是吸水室和首级叶轮的的压力及速度分布。通过观察图 5 和图 6 可以发现, 进、出水段没有平移和旋转等附加运动, 因此流体流动比较稳定, 压力速度分布没有大的速度梯度, 内部流体损失较小。

吸水管入口直管段处的流动均匀稳定, 由于过流面积没有突变, 所以压力和速度处于恒定值, 进口压力为 0.025 MPa。在直管段下游至环形空间部分, 由于隔板和环形底部筋的存在, 以及进水端盖部分的影响, 使流体过流部分的面积发生了变化, 环形空间内的压力和速度也相应受到各部件的影响。吸水室出口断面和首级叶轮进口的交界面上, 压力分布(见图 5)左右基本对称, 交界面的压力受影响程度比较小, 仅在进口的隔板和筋部分存在压力突变, 压力分布基本趋于稳定。速度分布(见图 5)上水流速度也是左右对称分布, 但受面积变化和隔板以及筋的影响, 水流绕流速度

发生变化, 隔板存在时水流速度加快, 在环形外部直接接触隔板区域的水流速度比内部原理隔板区域的速度大, 形成了水流冲击。

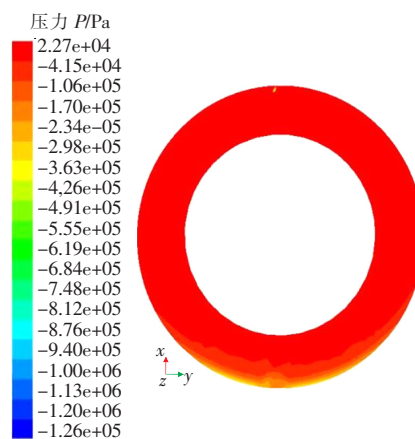


图 5 吸水室和首级叶轮交界面压力分布

Fig. 5 The pressure distribution at the interface

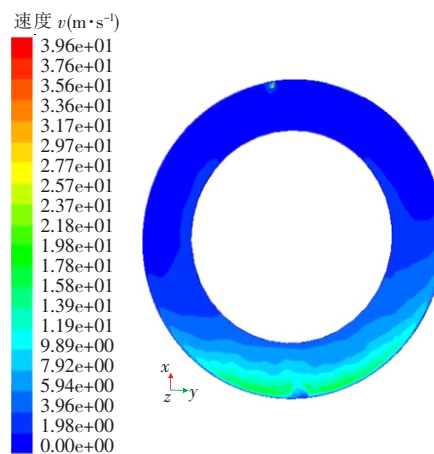


图 6 吸水室和首级叶轮交界面速度分布

Fig. 6 The velocity distribution at the interface

### 3.2 叶轮流场分析

从图 7 可以看出首级叶轮易发生汽蚀的区域分布, 叶轮进口处受到叶片头部的影响, 压力出现波动; 且在叶轮靠后叶片背面靠近轮毂位置, 流体增加了随叶轮旋转的圆周速度, 因此进口流速相应增加, 使流体在此处的静压下降, 形成低压区。根据汽蚀理论原理, 此处压力最低处即为汽蚀最易发生的区域和汽蚀破坏程度最严重区域。在叶轮出口处受到首级导叶头部的影响出现压力扰动的现象。

图 8 和图 9 为所设计的多级离心泵的两级叶轮(图 8 为首级叶轮、图 9 为次级叶轮)的压力分布情况。

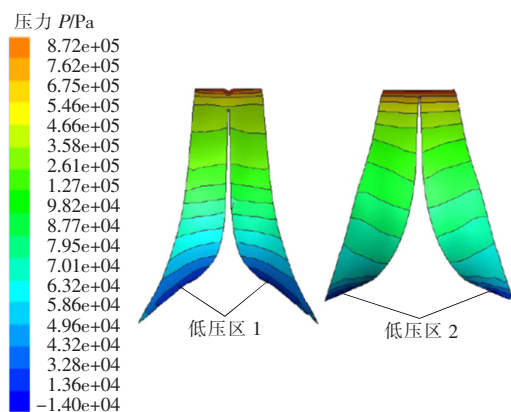


图7 首级叶轮易发生汽蚀区域分布

Fig. 7 The schematic diagram of cavitation prone area of the first impeller

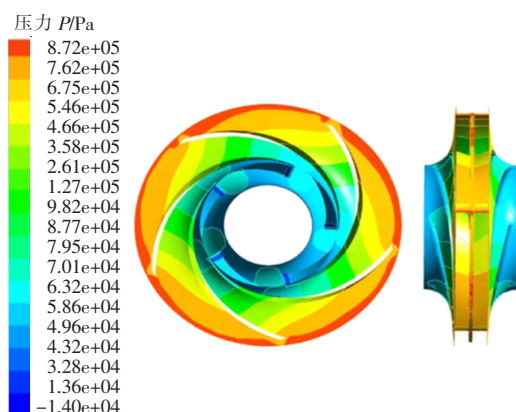


图8 首级叶轮压力分布

Fig. 8 The pressure cloud diagram of the first impeller

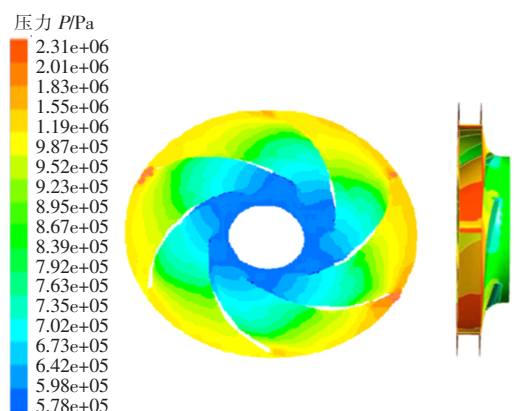


图9 次级叶轮压力分布

Fig. 9 The secondary impeller pressure cloud

首级叶轮为双吸形式,随着叶轮的旋转,流体分别从吸水室两侧以相对的速度方向进入叶轮后进行汇合,到出口处形成方向一致的混合流体。从叶轮进口到出口处压力分布比较均匀,具有明显的压力梯度。根据叶片的排列具有一定的周期

规律,流体沿流道方向随着叶轮旋转做功压力不断增加。

次级叶轮内流体的压力分布情况与首级叶轮的变化趋势基本保持一致,内部压力也均匀分布且具有周期性,即随着旋转做功压力值增大。在进口处和出口处受到叶片和末级导叶头部的影响存在压力扰动现象。流体流经吸水室、首级叶轮、首级导叶及连腔等复杂部件后流动情况不断变化,因此次级叶轮内的压力分布规律的良好程度比首级叶轮内差,压力梯度变化相对较小。随着叶轮的旋转加压后,首级叶轮出口压力为  $8.72 \times 10^5$  Pa,次级叶轮出口压力为  $2.01 \times 10^6$  Pa,次级叶轮进口压力小于首级叶轮出口压力。但整体来说,次级内压力值比第一级内大。对于单个叶片,首级双吸叶片和次级叶片压力分布趋势保持一致,即从叶片进口边到出口边压力不断增加,处于叶轮圆周相同半径处的叶片的工作面和背面存在压差,工作面大于背面。

流体流向叶轮进口时存在相对速度为0的点,并受到叶片头部的干扰形成了一定的水流冲击。但是由于进口角度在合理范围内,因此冲击范围非常小,流动无漩涡。如果进口角度偏大,将导致明显的冲击作用,引起泵的噪声和振动,危害泵的安全运行。随着叶轮的旋转做功,流体在叶轮流道内沿着叶片型线方向一起高速转动,并不断获得能量。

图10所示为叶轮的速度矢量分布。

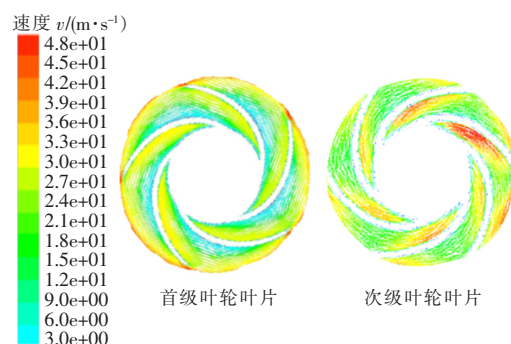


图10 叶轮速度矢量分布

Fig. 10 The velocity vector diagram of impeller

由图10可见,流体在流道内流动均匀良好,速度方向基本与旋转方向一致,速度沿进口到出口不断增加,次级叶轮内速度值大于第一级叶轮内流体速度,流道内工作面流速低于背面流速,在



叶轮出口处由于导叶头部的干扰出现了速度反向现象。

图 11 为两级的叶轮出口处速度曲线,横坐标为叶轮叶片从背面到工作面的相对位置,纵坐标为出口处流体的速度。由图 11 可见,随着相对位置的增加,流体速度不断波动,在背面位置处于低能区,随着偏移背面距离增大,速度不断升高,达到最大值后向工作面偏移处开始不断降低。由图 11 可知,流体在出口处存在射流—尾迹现象:在前盖板和叶片背面相交处为相对压力和速度低的尾迹区,前盖板和叶片工作面相交处为射流区;次级叶轮出口存在两个大小不等的峰值,说明此处出口流动相对紊乱,首级流动状况比次级好。

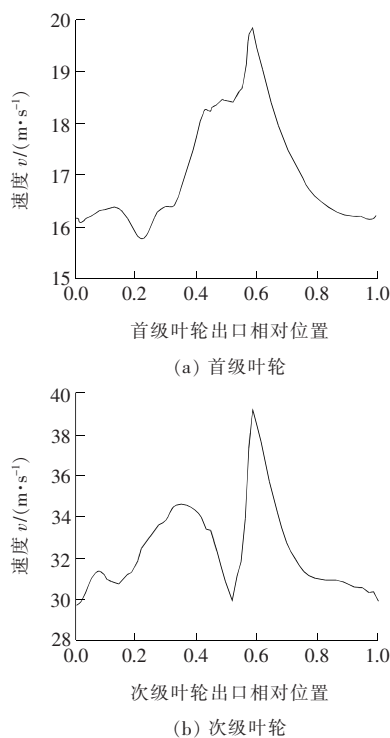


图 11 首级叶轮和次级叶轮出口速度曲线

Fig. 11 The exit velocity curves of first impeller and second impeller

### 3.3 导叶流场分布

流体从首级和次级叶轮出来后,直接流入相应的导叶结构内,并将流体送入下一过流部件,泵的工作性能在某种程度上受到导叶内流动损失的影响,导叶内较好的流动能够减小水力损失,控制扬程降低的程度,提高泵的工作效率。

由图 12 可知,流体从叶轮出口向导叶流动时,压力呈现与导叶叶片数对应但并不严格的周期性分布,受到导叶片头部的阻碍,流体在导叶进

口处压力稍有降低,形成局部低压。

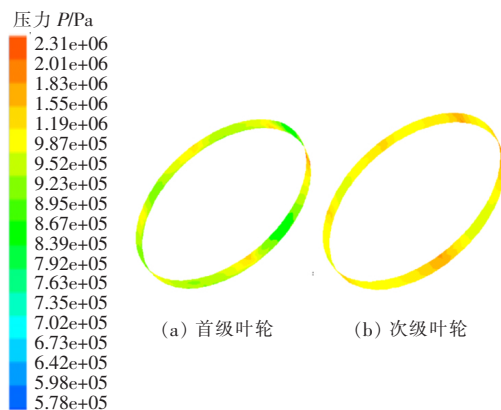


图 12 首级叶轮和次级叶轮与导叶交界面压力分布

Fig. 12 The pressure distribution at the interface between the first and second impeller

图 13 和图 14 为两级导叶的速度和压力分布。由图 13 和图 14 可见,随着流动的推移,导叶从入口到扩散段内流体压力逐步增加,且次级导叶内流体压力经过次级叶轮的旋转加压后高于首级导叶内压力。导叶为静止部件,对流体起着引流扩压的作用。随着过流面积的增加,动能不断转化为压能,内部流体的速度不断降低,因此次级叶轮入口的流速高于首级导叶出口速度,但是次级导叶内流速整体比首级导叶内大。

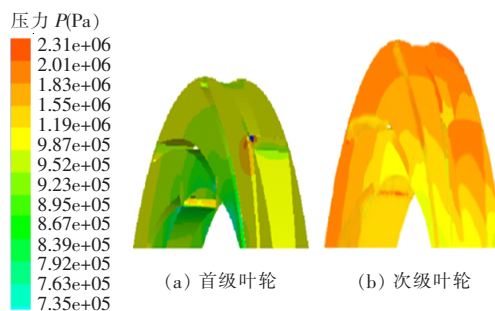


图 13 首级叶轮和次级叶轮导叶叶片压力分布

Fig. 13 The pressure distribution of guide vane at first and second

### 3.4 外特性模拟及结果

在 CFX-Post 中,根据模拟条件读取泵进口总压  $P_{in}=3.4$  MPa,全流道的出口总压  $P_{out}=33.83$  MPa,扭矩  $M=450$  N·m,故扬程  $H$  为:

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} + \Delta z. \quad (7)$$

式中: $\rho$  为流体的密度; $g$  为重力加速度; $\Delta z$  为进出口高度差。

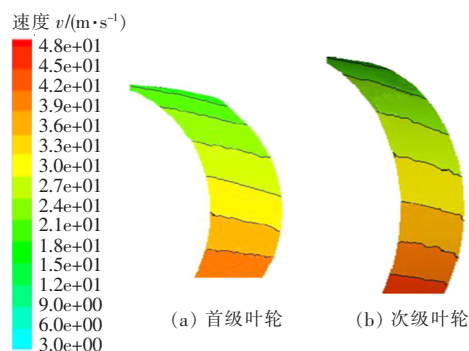


图14 首级叶轮和次级叶轮导叶叶片速度分布

Fig. 14 The velocity distribution of first and second guide vane blades

相对于额定扬程 340 m,  $\Delta z$  很小, 可以忽略, 故该泵模拟扬程  $H=345$  m。

$$\text{角速度为: } \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8)$$

$$\text{轴功率为: } P = M\omega \quad (9)$$

式中:  $M$  为作用在叶轮上的力矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;  $\omega$  为叶轮的旋转角速度,  $\text{rad/s}$ ;  $n$  为叶轮转速,  $\text{r/min}$ 。

$$\text{效率为: } \eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (10)$$

式中:  $\rho$  为密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $Q$  为流体的体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

结合公式和数据可得到: 扬程  $H=345$  m, 效率  $\eta=70\%$ , 汽蚀余量为 3.7 m。

## 4 试验及结果

在模拟结果的基础上, 为验证 TGJH 型输油泵流量和扬程等条件是否达标, 在湖南省水力机械质量监督检验授权站进行了试验。试验依据相应国家标准进行, 将试验结果与标准要求进行比较, 如在标准范围内则为达标。

### 4.1 试验依据

GB/T 3216 回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级。

JB/T 8097 泵的振动测量与评价方法。

GB/T 13007—2011 离心泵效率。

GB/T 13006—2013 离心泵 混流泵 轴流泵 汽蚀余量。

### 4.2 试验仪器及精度

LW-100 涡轮流量计: 测量范围为 20~200  $\text{m}^3/\text{h}$ , 精度等级为 0.5 级。

SFT-B 智能流量转速仪: 转速测量精度为  $\pm 0.1\%$ , 流量测量精度为  $\pm 0.1\%$ 。

AR842 红外测温仪: 测量范围为  $-50 \sim 600$   $^{\circ}\text{C}$ , 测温精确度为  $\pm 2$   $^{\circ}\text{C}$ 。

0~6 MPa 精密压力表,  $-0.1 \sim 0$  MPa 精密压力表: 精度等级为 1.0 级。

BZ-8701A 数字测振仪: 测量范围为 1~1 999  $\mu\text{m}$ , 测量精度为  $5\% \pm 2$  字。

HY104 数字声级仪: 测量范围为 35~130 dB(A), 测量精度为  $\pm 1$  dB

### 4.3 试验

1) 根据《试验大纲》的要求, 性能按  $Q=0$ 、 $0.3Q$ 、 $0.7Q$ 、 $0.97Q$ 、 $Q$ 、 $1.03Q$ 、 $1.2Q$  分别进行测试, 汽蚀则按流量点  $Q=0.3Q$ 、 $0.7Q$ 、 $0.97Q$ 、 $Q$ 、 $1.03Q$ 、 $1.2Q$  分别进行测试。

2) 根据试验测得的数据, 给出  $n=2\ 980$   $\text{r/min}$  的性能曲线  $H-Q$ 、 $\eta-Q$ 、 $P-Q$ 、 $\text{NPSH}-Q$  四条曲线。

3) 运转试验: 4 h 运转试验。

4) 记录测量泵组运行的温度: 主要是泵轴承温度和泵轴瓦温度。温度检测为运行后每 10 min 记录一次, 直到温升不再升高时为止。

5) 记录泵的振动及噪声的测量结果, 记录好各个相关流量参数时泵前后轴承的振动、驱动机前后轴承的振动等数值。

6) 在泵及驱动机轴承体的三个互相垂直的方向上进行振动测量( $Q=0.3Q$ 、 $0.7Q$ 、 $Q$ 、 $1.2Q$ ), 泵的振动测量评定方法按 JB/T 8097 标准执行, 同时做好各项记录工作。泵的噪声测量及评定方法按 JB/T 8098 标准执行。

### 4.4 试验结果

试验测得流量为 99.6  $\text{m}^3/\text{h}$ , 扬程为 342 m, 汽蚀余量为 3.8 m, 最大振动烈度为 3.5  $\text{mm/s}$ , 运行工况声级最大噪声为 86.7 dB(A)。

表 1 为设计值、模拟值和额定值的参数对比。对比模拟值与实际值可以发现, 模拟扬程和效率都大于实测值, 但模拟误差小于 5%, 符合工程实际要求。误差的出现可能是因为未考虑到转子间的碰摩损失。

结合试验标准, 发现扬程、效率和汽蚀余量误差均在允许范围内。运行工况下, 振动烈度最大值为 3.5  $\text{mm/s}$ , 小于标准 JB/T 8097 要求的 B 级 4.5  $\text{mm/s}$ ; 运行工况声级噪声最大为 86.7 dB(A),

小于标准 API610—2010 要求的 94.76 dB(A);规定点效率为 68%,大于标准 GB/T13007—2011 规定的 63.5%;汽蚀余量为 3.8 m,小于 GB/T13006—2013 规定的 3.9 m。

表 1 模拟与试验情况对比

Table 1 The comparison between simulation and experiment

	流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	扬程/ m	转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	效率/ %
额定值	99.5	340	2 980	67
模拟值	99.5	345	2 980	70
实测值	99.6	342	2 980	68
模拟值与实 际值偏差/%	0.1	0.9	0	2.9

相比 2 级结构的 BB2 型泵,效率提升了约 12%。在各指标符合国家标准的前提下,提高了泵效率,说明 TGJH 型输油泵是对 BB2 型泵的有效改进。在研究开发过程中,水力模型和泵级叶轮间过渡方式的改进使泵效率得到了有效提升,达到了节能的效果。

## 5 结论

1) 改进后的 TGJH 型输油泵首级叶轮从进口到出口处压力分布比较均匀,具有明显的压力梯度。根据叶片的排列具有一定的周期规律,流体沿流道方向随着叶轮旋转做功而压力不断增加。次级叶轮内流体的压力分布情况与首级叶轮的变化趋势基本保持一致,首级叶轮出口压力为  $8.72 \times 10^5$  Pa,次级叶轮出口压力为  $2.01 \times 10^6$  Pa。

2) 改进后的 TGJH 型输油泵流场内速度方向基本与旋转方向一致,流道内工作面流速低于背面流速,在叶轮出口处由于导叶头部的干扰出现速度反向现象,在前盖板和叶片背面相交处为相对压力和速度低的尾迹区,前盖板和叶片工作面相交处为射流区;次级叶轮出口存在两个大小不等的峰值,说明此处出口流动相对紊乱,首级流动状况比次级好;导叶内流速整体比首级导叶内大。

3) 由试验结果可知,泵的扬程、效率和汽蚀余量均达标。与同类型泵相比,通过增加泵级数的方法,单级扬程有所降低,提高了比转速和泵效率。与两级泵相比,TGJH 型泵效率提高了 12%,比国内外同类泵的效率 7%,四级结构的改进达

到了预期效果。

输油泵结构的改进是输油系统节能高效化发展的重要思路,通过计算流体力学并结合试验的方法进行探索,是当今先进的研究理念。以模拟试验进行石油输送过程中的流动特性研究,以对内在机理进行发掘,这为提高石油调配效率、整合石油资源提供了有效方法。

## 〔参考文献〕

- [1] 杨足膺.中国石油资源流动空间格局演化与形成机制[D].南京:南京师范大学,2013.  
YANG Zu-ying.Spatial pattern evolution and formation mechanism of China's petroleum resource flows [D].Nanjing: Nanjing Normal University,2013.
- [2] 刘国豪,姜勇,刘雪峰,等.国产输油泵现场试应用性能测试与分析[J].油气储运,2014,33(7):762-764.  
LIU Guo-hao, JIANG Yong, LIU Xue-feng, et al. Field application performance test and analysis of domestic oil pump[J].Oil and Gas Storage and Transportation,2014,33(7):762-764.
- [3] 谭东杰,白羽,刘厚林,等.导叶相位角度对管道输油泵水力性能的影响[J].排灌机械工程学报,2015,33(9):756-761.  
TAN Dong-jie, BAI Yu, LIU Hou-lin, et al. Influence of blade phase angle on hydraulic performance of pipeline oil pump[J].Journal of Mechanical Engineering of Drainage and Irrigation,2015,33(9):756-761.
- [4] 李永乐,王晓晖.多级中开输油泵导叶的设计分析[J].水泵技术,2016(6):12-15.  
LI Yong-le, WANG Xiao-hui. Design and analysis of guide vane of multistage open pump[J].Water Pump Technology,2016(6):12-15.
- [5] 宋怀德,习宁刚,马文瑛,等.自平衡式高压多级输油泵的可靠性研究分析[J].流体机械,2016,44(5):60-62,59.  
SONG Hai-de, XI Ning-gang, MA Wen-ying, et al. Reliability analysis of self-balancing high-pressure multistage oil pump[J].Fluid Machinery,2016,44(5):60-62,59.
- [6] 马亚鹏.基于 CFD 的离心泵内部三维流场的数值模拟研究[D].昆明:昆明理工大学,2017.  
MA Ya-peng. Numerical simulation study of three-dimensional flow field in centrifugal pump based on CFD[D].Kuming: Kunming University of Technology,2017.



- [7] 李社新,金晶.非结构网格离心泵全流场数值模拟研究[J].机械科学与技术,2016,35(2):210-215.  
LI Du-xin, JIN Jing. Numerical simulation of the whole flow field of unstructured grid centrifugal pumps[J]. Mechanical Science and Technology, 2016, 35(2): 210-215.
- [8] 傅飞,黄志来.基于CFD的某型号离心泵流场数值模拟[J].装备制造技术,2017(12):101-103,133.  
FU Fei, HUANG Zhi-lai. Numerical simulation of flow field of a certain type of centrifugal pump based on CFD[J]. Equipment Manufacturing, 2017(12): 101-103, 133.
- [9] 刘雪垠,廖功磊,肖夏,等.离心泵流场仿真有限元分析优化[J].机械,2016,43(12):6-9.  
LIU Xue-yin, LIAO Gong-lei, XIAO Xia, et al. Flow field simulation and finite element analysis optimization of centrifugal pump [J]. Mechanical, 2016, 43(12): 6-9.
- [10] 成晓伟,蔡国建,梁杰.多级离心泵全三维流场仿真计算[J].水泵技术,2017(4):23-25,31.  
CHENG Xiao-wei, CAI Guo-jian, LIANG Jie. Full three-dimensional flow field simulation calculation of multistage centrifugal pump [J]. Water Pump Technology, 2017(4): 23-25, 31.
- [11] 黄书才,穆春玉,杨勤,等.船用离心泵内部流场的数值模拟及试验分析[J].船海工程,2017,46(2):157-160.  
HUANG Shu-cai, MU Chun-yu, YANG Qin, et al. Numerical simulation and experimental analysis of internal flow field of marine centrifugal pumps[J]. Marine Engineering, 2017, 46(2): 157-160.
- [12] 孟根其其格,谭磊,曹树良,等.离心泵蜗壳内非定常流动特性的数值模拟及分析[J].机械工程学报,2015,51(22):183-190.  
MENG Gen-qi-qi-ge, TAN Lei, CAO Shu-liang, et al. Numerical simulation and analysis of unsteady flow characteristics in a centrifugal pump volute[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(22): 183-190.
- [13] 李永乐,胡钟兵,许文静,等.单级双吸输油泵全流场的数值模拟与试验分析[J].流体机械,2015,43(8):11-15.  
LI Yong-le, HU Zhong-bin, XU Wen-jing, et al. Numerical simulation and experimental analysis of the full flow field of single-stage double-suction pump[J]. Fluid Mechanics, 2015, 43(8): 11-15.

#### (上接第84页)

- [5] 刘刚,唐柳伦,黄一.基于场强法的焊接接头疲劳寿命影响因素研究[J].船舶力学,2014,18(1-2):158-164.  
LIU Gang, TANG Liu-lun, HUANG Yi. A study on the influence factors of fatigue in welded joints based on field intensity approach[J]. Journal of Ship Mechanics, 2014, 18(1-2): 158-164.
- [6] 王文静,白锦仪,刘伟.基于热点应力法的焊接结构疲劳评估[J].北京交通大学学报,2017,41(6):82-87.  
WANG Wen-jing, BAI Jin-yi, LIU Wei. Fatigue assessment of weld structure based on the hot spot stress method[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2017, 41(6): 82-87.
- [7] 耿新宇,米彩盈.基于ANSYS的焊接结构疲劳强度分析[J].电焊机,2013,43(7):42-46.  
GENG Xin-yu, MI Cai-ying. Study on analyzing fatigue strength of welding structure based on ANSYS [J]. Electric Welding Machine, 2013, 43(7): 42-46.
- [8] 方吉,兆文忠,朴明伟.基于模态叠加法的焊接结构疲劳寿命预测方法研究[J].振动与冲击,2015,34(5):186-192.  
FANG Ji, ZHAO Wen-zhong, PIAO Ming-wei. Fatigue life prediction of welded structures based on modal superposition method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(5): 186-192.
- [9] 武文超,方毅博,宁倩.基于雨流法的汽车底盘件疲劳耐久试验方法研究[J].汽车技术,2013(12):46-49.  
WU Wen-chao, FANG Yi-bo, NING Qian. Research on fatigue durability test method for automobile chassis components based on rain-flow counting method[J]. Automobile Technology, 2013(12): 46-49.
- [10] 张彦华.焊接结构疲劳分析[M].北京:化学工业出版社,2013.  
ZHANG Yan-hua. Fatigue analysis of welded structures [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2013: 98-106.
- [11] BS 7608, 2014+A1: 2015 Guide to fatigue design and assessment of steel products[S]. London: The British Standards Institution, 2015.
- [12] 贾杰,熊晓燕.振动筛焊接结构的疲劳寿命分析[J].煤矿机械,2013,34(10):103-105.  
JIA Jie, XIONG Xiao-yan. Fatigue analysis of weld mainframe of vibrating screen[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(10): 103-105.