[安装·使用·改进]

DOI: 10.3969/j.issn.1005-2895.2011.06.028

新型平衡鼓凹槽长度对平衡力和泵性能的影响

牟介刚，陆河权，郑水华，金建波，汪　慧，赵锦靖

（浙江工业大学 机械工程学院，浙江 杭州　310014）

摘　要：提出了一种带凹槽的新型平衡鼓结构，并通过数值模拟和试验研究分析了5种不同凹槽长度对新型平衡鼓间隙泄漏量、2侧压差的影响及泵的性能和残余轴向力变化情况。研究结果表明：凹槽长度是影响新型平衡鼓间隙泄漏量及轴向平衡能力的重要因素，当凹槽长度大约为平衡鼓轴向长度的三分之一时，新型平衡鼓装置间隙处存在最小泄漏量，泵的效率较高，轴向力的平衡效果也最好。图5 表1 参10

关　键　词：流体输送；多级离心泵；数值模拟；轴向力；平衡鼓；间隙泄漏

中图分类号：TH311　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1005-2895(2011)06-0101-04

Influence of the Grooves Length of New Type Balance Drum on Balance Force and Performance of Centrifugal Pump

MU Jie-gang, LU He-quan, ZHENG Shui-hua, JIN Jiang-bo, WANG Hui, ZHAO Jin-jing

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: *The paper presented a new type of balance drum with grooves, and analyzed the influence of 5 kinds of different lengths of grooves on performance of centrifugal pump and balance force such as new-type balance clearance leakage, 2-side differential pressure the performance of pump and the variation of residual axial force etc. by the method of CFD simulations and experiments.* The results of study show that grooves length is an important factor to influence on the new-type balance drum, clearance leak and axial balance capability, there is least leakage in the clearance and best performance to balance the axial force when the length of grooves is 1/3 of the length of the new balance drum. [Ch, 5 fig. 1 tab. 10 ref.]

Key words: fluid transportation; multistage centrifugal pump; numerical simulation; axial force; balance drum; clearance leakage

0　引言

多级离心泵是工业中广泛应用的泵类产品。多级离心泵运行时泵轴上会产生较大的轴向力，并直接影响泵的安全可靠运行[1-2]。因此，通常在多级泵系统中要设计轴向力的平衡装置，目前多级离心泵采用的轴向力的平衡措施主要有单平衡鼓结构、平衡盘结构、双平衡鼓结构和平衡鼓加平衡盘结构，其中单平衡鼓结构由于结构简单、运行可靠被广泛应用[3-4]。

近年来，国内外很多学者对平衡鼓平衡轴向力的方法进行了深入的研究，但由于泵内的流动状态复杂，采用传统设计方法设计的平衡鼓结构，常常不能较好平衡轴向力。在传统平衡鼓的基础上设计了一种新型的带凹槽平衡鼓结构。

1　新型平衡鼓结构及研究方案

1.1　新型平衡鼓结构

图1所示即为设计的新型平衡鼓结构简图，其设

收稿日期：2011-03-20；**修回日期**：2011-03-31

基金项目：浙江省重大专项项目(2010C11017)；(2008C01024-2)

作者简介：牟介刚(1963)，男，吉林辉南人，教授，硕士生导师，现任全国泵标准化技术委员会副主任委员、浙江工业大学工业泵研究所副所长，主要从事离心泵水力模型及结构设计方面的研究。**通信作者**：陆河权，E-mail: luhe52@126.com

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

计思路是在平衡鼓表面与 2 端具有相同距离处开出一定长度、一定深度的圆弧形凹槽; 并绕轴线沿圆周方向均匀布置若干个相同的凹槽,由此构成了具有特殊凹槽结构的新型平衡鼓。

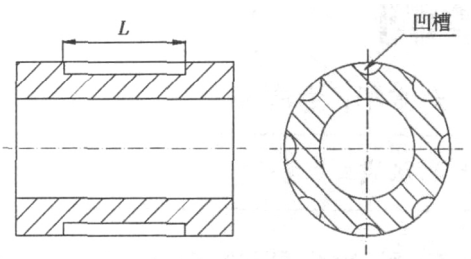

图 1 新型平衡鼓结构简图

Figure 1 New type of balance drum

该新型该平衡鼓凹槽之间的壁面可近似为叶片结构,当平衡鼓随泵轴一起旋转时,由于离心力作用,凹槽中的液体会被甩出,并沿着径向运动,致使这部分流体阻碍间隙处流体的流动,从而增大间隙处的阻力,降低泄漏量,减少容积损失,同时平衡鼓两侧压差增大,更有利于平衡鼓平衡轴向力。采用这种新型的平衡鼓可以满足轴向力平衡要求,同时能实现径向间隙尽量大,从而减小平衡鼓与平衡鼓套间的磨损,提高设备运行的可靠性和使用寿命。

1.2 研究方案

针对这种新型的带凹槽平衡鼓结构,文章通过数值模拟和样机试验,研究了凹槽长度对新型平衡鼓性能的影响。

以 DB80-82 × 7 型多级离心泵及其平衡鼓为研究对象,其主要设计参数为: 单级扬程 $H = 82$ m、流量 $Q = 80$ m^3/h、级数 $i = 7$、转数 $n = 1\ 490$ r/min、效率 $\eta = 50\%$。平衡鼓的轴向长度为 180 mm、内径为 80 mm、外径为 140 mm,规定采用平衡鼓外圆表面与泵体间的径向间隙为 0.25 mm、凹槽深度为 8 mm、凹槽数量为 12,设计不同凹槽长度的 5 种方案,详见表 1。

表 1 新型平衡鼓凹槽长度变化方案

Table 1 Different length of grooves on new type balance drum

方案编号	凹槽长度 L/mm	方案编号	凹槽长度 L/mm
1	20	4	80
2	40	5	100
3	60		

根据上述方案,建立 5 个平衡鼓 2 侧及间隙处流体域模型,并对模型分别进行网格划分和边界条件设置,运用 CFD 软件对 5 个方案分别进行数值模拟。最后通过样机的试验研究,对数值模拟结果和试验结果进行对比分析。

2 数值计算及结果分析

2.1 模型建立

运用 SolidWorks 三维设计软件对 5 种方案中的带凹槽平衡鼓结构建立平衡鼓 2 侧及间隙处流体域模型,见图 2。将运用 SolidWorks 三维软件绘制好的模型导入 Gambit 软件中进行网格划分,凹槽处采用非结构化网格划分,其余部分采用六面体结构网格进行划分,间隙的进、出口处壁面采用边界层网格使整体的网格能够均匀过渡[5]。方案 1 的网格单元数为 883 504 个; 方案 2 的网格单元数为 908 464 个; 方案 3 的网格单元数为 933 424 个; 方案 4 的网格单元数为 958 384 个; 方案 5 的网格单元数为 983 344 个。

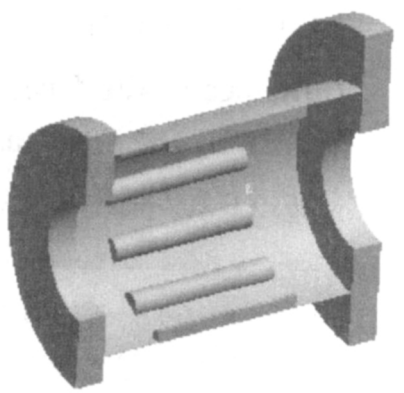

图 2 带凹槽平衡鼓流体域剖面图

Figure 2 Fluid domain of balance drum with grooves

2.2 边界条件

模型进口边界条件采用 pressure-inlet、出口采用 pressure-outlet,进出口压差设为 3 MPa(30 atm) ; 平衡鼓的旋转壁面采用 Moving mesh 滑移网格模型,转速设为 1 490 r/min。计算中可以通过改变进出口的压强值来模拟不同压差情况下平衡鼓间隙、凹槽及 2 侧的流场分布情况。

2.3 数值计算

计算采用 Pressure Based 隐式方法,湍流模型选用 RNG k-ε 模型,模型中的系数均采用默认值,近壁面采用标准壁面函数; 计算使用多参考坐标系; 压力和速度耦合算法采用 SIMPLE 算法,压力项采用标准格式,速度项、湍动能项和湍流粘性系数均采用一阶迎风格式[6-8]。

2.4 计算结果分析

通过数值模拟计算,最后可以得到不同凹槽长度新型平衡鼓模型间隙中的速度云图,该图反映了平衡

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

鼓间隙处的速度分布情况,对各个模型间隙处速度云图的分析结果表明,随着凹槽长度的变化,间隙中的流体速度也随之发生变化,即各模型间隙中的速度随凹槽长度的增加先减小再升高,凹槽长度 $L=60$ mm 的模型间隙中的速度明显小于其他模型。

由数值模拟结果可知,由于新型平衡鼓具有凹槽结构,流体在凹槽段的流动状态比较复杂,且有明显的绕流。由于凹槽内部流体的离心作用以及壁面碰撞等原因,使间隙中流体的流动方向发生了改变,凹槽出口处速度方向与泄漏流体速度方向成一定角度,从而使间隙中流体沿轴向的流动速度减小。对于新型平衡鼓结构不同的凹槽长度,当长度较小时,凹槽中做离心运动的液体量较少,间隙中流体沿轴向的流动阻力也较小;随着凹槽长度的增加,凹槽结构对间隙泄漏的阻碍作用随之增强,所以间隙流体速度减小;但当凹槽长度增大到一定值后,凹槽和间隙组成的流体域增大,致使间隙入口的流体速度增大,而凹槽的阻流作用不能完全抵消该速度增量,所以间隙处流体的流动速度增大。

图3是由数值模拟结果读取的凹槽长度与间隙泄漏量关系绘制成的曲线图,从图上可以直观的看出,凹槽长度与间隙泄漏量呈抛物线关系分布,随着凹槽长度的增大泄漏量先降低后升高,而在 $L=60$ mm 附近存在最小泄漏量 $q_v=4.712$ m^3/h。由此可知,新型平衡鼓上凹槽的长度影响着平衡鼓的轴向平衡能力,当凹槽长度 L 大约为平衡鼓装置轴向长度的三分之一时,新型平衡鼓装置间隙处存在最小泄漏量,造成的容积损失也最小,此时平衡鼓两侧的压差也最大,平衡鼓能更有效的平衡轴向力。

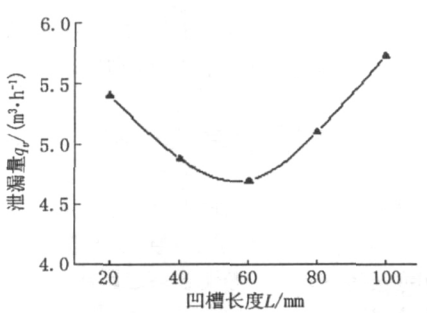

图3　凹槽长度与间隙泄漏量关系

Figure 3　Relationship of clearance leakage with the length of grooves

3　试验研究

3.1　试验装置

为了验证凹槽长度对新型平衡鼓性能的影响,以DB80-82×7型多级泵为原型,设计了如图4所示的试验装置。因为平衡鼓设计时,计算不可能完全符合实际(或是工况变化时),多级离心泵平衡鼓不可能完全平衡轴向力,残余的轴向力必须由止推轴承平衡[9]。因此,试验时在试验装置上设置轴向测力环测量止推轴承处的残余轴向力[10]。

试验装置的主要性能参数为:$Q=80$ m^3/h,$H=82$ m,$n=1\ 490$ r/min。

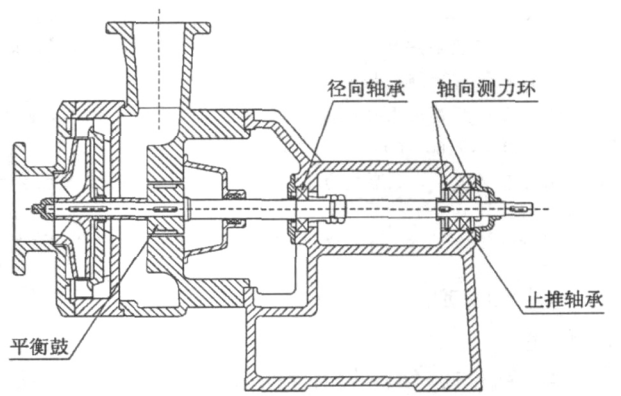

图4　试验装置结构图

Figure 4　Experimental device structure

3.2　试验结果分析

对5种方案分别进行试验,得到的结果见表2,从表中可以看出,随着凹槽长度的增加,止推轴承处所受轴向力先减小再升高,在 $L=60$ mm 时,泵的流量和效率最高,残余轴向力最低。由此证明了凹槽长度对新型平衡鼓平衡轴向力的影响以及降低间隙泄漏量的作用,即当凹槽长度大约为平衡鼓轴向长度的三分之一时,间隙的泄漏量最小,平衡鼓对轴向力的平衡效果最佳。

表2　5种方案的试验数据

Table 2　Test data of five kinds of schemes

凹槽长度 L/mm	试验参数		
	流量 Q/($m^3\cdot h^{-1}$)	效率 η/%	残余轴向力 F/N
20	82.45	53.41	329.1
40	82.97	54.06	312.7
60	83.15	54.37	306.3
80	82.74	53.61	320.4
100	82.10	53.02	340.5

4　结论

1)新型平衡鼓的凹槽结构改变了间隙处流体的流动状态,增大了间隙处流体的流动阻力,从而降低了间隙的泄漏量。

2)凹槽长度是影响新型平衡鼓间隙泄漏量和轴

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

向平衡性能的重要因素。

3) 凹槽长度大约为平衡鼓轴向长度的三分之一时,间隙的泄漏量最少,平衡鼓 2 侧的压差最大,平衡鼓能更有效的平衡轴向力。

4) 新型平衡鼓凹槽长度大约为平衡鼓轴向长度的三分之一时,泵的效率最高。

参考文献(References):

[1] 杨惠宗,袁仲文,陆火庆,等. 泵与风机 [M]. 上海: 上海交通大学出版社,1992.

[2] 李靖安. 多级锅炉给水泵轴向力及平衡装置故障的探讨 [J]. 安徽化工,2006,130(4):43 - 44.

[3] 汪国庆. 多级高压离心泵轴向力平衡装置研究与应用 [J]. 通用机械,2006(4):60 - 63.

[4] 朱祖超. 高速离心泵轴向力平衡方法研究 [J]. 工程热物理学报,2000(11):713 - 715.

[5] 张来平,张涵信. 复杂无粘流场数值模拟的矩形/三角形混合网格技术 [J]. 力学学报,1998,30(1):104 - 108.

[6] 王福军,黎耀军,王文娥. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考 [J]. 排灌机械,2005,23(5):1 - 10.

[7] GONZALEZ J, FERNANDEZ J, BLANCO E, et al. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump [J]. Journal of Turbo machinery,2005,127(2):363 - 371.

[8] GANTAR M, FLORJANCIC D. Hydraulic axial thrust in multistage pumps-origins and solutions [J]. Fluids Eng. Trans ASME,2002,124(2):336 - 341.

[9] 关醒凡. 泵的理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社,1987.

[10] 郑建华,孙玉琢,刘志军,等. 多级离心泵的轴向力研究 [J]. 水泵技术,1999(4):7 - 14.

(上接第 100 页)

3 结论

新型动态密封结构在各项指标上均优于传统结构,密封圈的使用寿命得到明显提高,安装难度降低,同时节约了能源、原材料、备件等方面的成本,是对饮料灌装设备进料管道动态密封技术的突破和创新,具有良好的推广前景。

参考文献(References):

[1] 陈从贵,张国治. 食品机械与设备 [M]. 南京: 东南大学出版社,2009.

[2] WERNER H. 动态密封与静态密封 [J]. 现代制造,2008(44):86 - 89.

[3] 付平,常德功. 密封设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社,2009.

[4] 刘令勋,刘英贵. 动态密封技术设计 [M]. 北京: 中国标准出版社,1993.

[5] 刘凤红. 机械密封的失效及运行分析 [J]. 科技信息: 科学教研,2008(23):751 - 753.

[6] 唐万有,卢晓江. 动态密封装置的设计及应用 [J]. 轻工机械,1998(2):25 - 27.

[7] 彭成允,邓明,陈元芳,等. 新兴弹簧动态密封研究 [J]. 中国制造业信息化,2004,33(11):117 - 118.

[8] 闻邦椿. 机械设计手册 [M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社,2010.

[9] 于新奇,任欧旭. 碳化硅材料在机械密封中的应用 [J]. 河北工业科技,2005,22(3):134 - 137.

[10] 张亚妮,徐永东,楼建军,等. 碳/碳化硅符合材料摩擦磨损性能分析 [J]. 航空材料学报,2005,25(2):49 - 54.

[信息·简讯]

·行业简讯·

2011 中国国际工业博览会圆满落幕

由国家发展改革委、商务部、工信部、科技部、教育部、中科院、中国工程院、中国贸促会和上海市政府共同主办的 2011 中国国际工业博览会于 2011 年 11 月 1 日至 11 月 5 日在上海新国际博览中心隆重举行,并取得圆满成功。中共中央政治局委员、上海市委书记俞正声等领导出席开幕式并察看了展会。

据专业机构向 1 477 名参展商和 1 664 位观众作现场调查,对本届工博会的评价较高,其中展商的总体评价为 83.14 分,观众的评价为 89.53 分,对科技创新展的评价为 88.4 分。

本届工博会突出引领性,中外客商踊跃到会。截止 11 月 5 日中午,观众人数达到 10.12 万人,据不完全统计。产品成交 10.63 亿元。境外企业纷纷到工博会寻求市场机会。全球清洁液巨型集团德国凯驰已决定把工博会作为重点展会,要求明年展位继续扩展,美国领事经过考察和沟通,准备明年以国家组团参展,日本马扎克认为工博会接待国外客户量明显超过国内同类机床展,明年将要成系列展示更多的产品。国内企业也对工博会有高度评价,山东进民水务公司认为只有在工博会才能找到上海城投这样的大客户。今年展会还组织了高校的理工科大学生免费参观,进一步扩大工博会的影响力。

2011 工博会的评奖突出全国性,并进一步提高含金量。评奖工作遵循“公平、公正、公开”的原则,围绕工博会“创新转型与战略性新兴产业”的主题,努力构建参展优秀展品的发现机制,重点突出高端产品和先进重大装备。应邀材料评审的专家 33 位,16 位来自兄弟省市,1 位是来自英国的华裔专家。今年共评出金奖 3 项、银奖 10 项、铜奖 14 项、创新奖 12 项。

此外,今年工博会成功举办多场论坛与专题活动,吸引大批专业观众踊跃参与,来自全球各地的嘉宾参加论坛并作演讲,有力提高了工博会国际化程度。而安保工作由于突出预计性,展会秩序始终有条不紊。

(裘浩明)

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net