

# 水力参数对泵性能影响分析

赵鹏举

(上海瑞晨环保科技股份有限公司 上海 201801)

**摘要:** 离心泵水力模型水力参数的变化对离心泵性能有较大的影响,在泵设计时,设计工程师通过速度系数法经验公式进行计算,但此计算结果是基于一系列模型为基础的半经验半理论值,随着计算流体力学的发展和制造水平的提高,可通过改变原水力参数重新获得水力模型,以期借助CAE软件获得最优水力参数的组合,优化泵性能,在大幅减少研发成本的同时,缩短研发周期。笔者通过一台双吸泵设计为例,通过改变水力参数获得6组水力模型进行流场分析,作性能对比,得出该比转速的各水力参数对泵效率的影响,从而指导后续设计优化过程,并给离心泵优化设计者以参考。

**关键词:** 水力参数;流场分析;性能对比;设计优化

## 0 引言

离心泵作为工业发展的通用基础配套,广泛应用于城市给排水、供水、冶金、化工、造纸、油田、热电厂、空调、排涝灌溉以及各种水利工程。在泵的应用中,离心泵无论从数量上还是装机功率上都占比最大,也是泵类产品电力消耗最大类属。我国离心泵的发展经历了苏联引进消化吸收拓展阶段、泵厂联合设计阶段、外企合资建厂技术引进阶段和全面优化性能提升阶段这四个阶段。通过近些年泵设计工作者的不断努力,国内离心泵的设计制造水平与国外差距逐步缩小,但在水力模型上,国内并未形成完整的设计体系,设计的理论还在不断完善,流体力学作为最复杂的学科之一,通过借助计算机模拟逐步被清晰可视化,让泵设计工作者能够对泵内流场有较直观的认识,从而优化指导设计,这不但极大的缩短了泵的设计开发周期,还能有较宽泛的对比试验,以取得最优水力模型,从而大幅减少企业研发的成本。

笔者通过近十年的水泵开发经验,发现水力参数对泵性能的影响较大,但不同水力参数如匹配较好,也能得到较优水力模型,但在水泵的水力设计过程,设计工程师总是力求效率最大化,尽可能匹配到最优水力参数,以求得到最佳水力模型。现有水力模型设计方法大多采用相似换算法和速度系数法,从某种程度上说,速度系数法是基于一系列的相似换算为基础,统计得出的经验设计方法,通过此方法设计的水力模型还是基于原模型,但不能大胆创新,突破水力参数经验取值范围,这将制约了水力模型性能上质的突破,不能有较明显的提升。

2021年作为十四五规划的开局之年,作为泵设计开发者,应该将泵设计大力向高效率、低能耗、高可靠性、高质量方向推进。

## 1 设计过程

### 1.1 离心泵水力设计概述

离心泵效率是由吸水室、压水室、叶轮共同决定的,一个好的水力模型是三者之间的最优匹配,让液流能够平稳以尽可能小的水力损失从泵进口法兰到泵出口法兰。但泵的吸水室和压水室为静止过流部件,吸水室主要为收集液流

到叶轮进口,要求无漩涡、冲击,速度无突变,并无能量转化,只为克服流动阻力损失。压水室主要为收集叶轮出口液流,虽有速度能与压力能的转化,但还是以减少损失为主,压水室的形状、基圆直径、宽度、喉部面积此参数一定,同一工况参数下压水室效率基本不变,吸水室和压水室都为静止件,只体现能量转化效率的大小。但叶轮不同,叶轮为旋转部件,液流能量的增加都来自叶片旋转的离心力,叶轮对液流不但做功,而且叶轮流道内也有着速度与压力能能量的相互转化,对离心泵而言,叶轮水力效率主要体现在原动机输出的电能有多少转化为叶轮出口液流的机械能。因此,叶轮水力效率对泵整体效率有着至关重要的影响。叶轮的水力效率基本决定了这台泵的总效率。下文主要针对叶轮水力参数的不同,分析对比小流量工况点、大流量工况点、工况点效率变化范围。

### 1.2 设计优化方案

#### 1.2.1 基础方案的设定与结果分析

选取一台流量为2000m<sup>3</sup>/h,扬程为58~60m,转速1480r/min单级双吸离心泵,比转速130。初步计算得出叶轮直径460mm,出口宽度42mm,出口角30°,叶片包角85°,叶片数7,为基础方案一。通过设计计算得出吸水室与压水室水力尺寸,并运用三维软件造型。

对三维水体进行数值离散网格划分,采用四面体非结构网格,局部网格加密的方式进行网格划分,体网格大小设置为25,其余面网格按固定值进行加密,总网格数为458.6万,网格质量大于0.35。并通过设置不同网格数进行网格无关性验证,检测网格质量无负网格缺陷。

网格划分完成检测无误后进行CFD仿真分析,分析前设置边界条件,进口壁面全默认为无滑移光滑壁面,设置进口为压力进口,总压为101325pa,出口为质量流量出口,按小流量工况点、工况点、大流量工况点分别进行模拟(具体参数如表1所示);转速设置为1480r/min。热交换与空化不做考虑,只分析泵对应流量下的压力、功率,并计算出泵效率。吸水室进口与叶轮进口为耦合面,叶轮出口和蜗壳进口为耦合面,收敛因子设置为20;采用高阶迎风格式进行

表 1 基础方案各工况点参数

对比方案	流量 / (m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	叶片数	包角 / °	出口宽度 /mm	出口角 / °
方案一	1400	7	85	42	30
	2000				
	2600				

计算, 收敛精度设置为 10<sup>-5</sup>; 介质设置为常温清水, 采用三维定常不可压雷诺时均 N-S 方程与湍流模型标准 k-ε 方程进行求解, 设置泵出口压力检测与叶轮旋转扭矩检测点。

对三个不同工况点压力场、叶轮速度场分别进行检查, 并计算出每个工况点对应的压力与扭矩, 计算效率, 结合分析结果, 判断分析结果的可靠性。

从压力场分析, 此离心泵小流量工况点压力分布高, 随着流量的增大, 压力逐步降低, 符合离心泵流量扬程特性曲线, 且从压力场看出, 随着流量的增大, 叶轮进口内部压力逐步降低, 由于流量增大, 过流面积不变时, 流速增大, 压力能转化为速度能, 从而导致叶轮进口处压力降低, 这也是气蚀发生的原因, 分析结果符合理论依据。

从叶轮速度场分析, 三个工况点对应叶轮速度场分布都不均匀, 相对工况点更趋于合理性, 小流量点叶轮流速分布整体偏小, 不均匀性明显, 大流量点叶轮流速分布整体偏大, 不均匀性也较明显。工况点对应叶轮内流速有少量分布不均情况, 且流速偏小, 说明叶片对液流的控制能力偏弱。从理论分析, 小流量液流容易发生叶片背面脱流, 大流量时在叶片工作面形成脱流, 这两种情况都会引起叶轮内液流的流动不均匀, 从而影响泵效率。从分析结果看, 分析结果符合理论依据。由此可得出, 流场分析可用于泵流场内部模拟对比研究。

1.2.2 对比方案结果统计与分析

在叶轮外径不变、叶轮进口直径不变的情况下, 通过改变叶轮出口宽度、叶片出口角、叶片数、叶片包角的形式, 重新组合叶轮水力模型, 匹配到方案一中吸水室和压水室, 通过流场分析各水力参数对泵性能的影响, 以指导后续设计过程。方案对比如表 2 所示:

方案一为基础方案, 其它方案叶轮重新设计、建模, 匹配到泵吸水室与压水室后做数值离散网格划分; 所有网格划分设置与方案一相同, 且

表 2 对比方案水力参数

对比方案	叶片数 z	包角 / °	出口宽度 /mm	出口角 / °
方案一	7	85	42	30
方案二	7	100	42	27
方案三	7	100	45	27
方案四	7	95	48	28
方案五	7	85	48	30
方案六	6	95	48	29

表 3 方案对应网格

对比方案	网格数量 / × 10 <sup>4</sup>	网格质量
方案一	458.6	0.35
方案二	465.4	0.35
方案三	460.8	0.35
方案四	468.5	0.35
方案五	466.3	0.35
方案六	459.4	0.36

保证网格质量都大于 0.35, 网格数基本一致。网格质量如表 3 所示:

由于在方案一中验证过网格无关性, 网格数量对分析结果的误差影响不超过 2%, 因此可忽略, 在对流场进行分析时, 边界条件设置与基础方案一相同, 对每个水力模型的三个工况点分别进行仿真分析。

根据分析结果速度场显示, 六种方案中方案二和方案三速度场分布相对较为均匀, 方案二和三水力参数取值只有出口宽度不同, 叶片数均为 7 片, 包角均为 100°。六种方案的性能对比, 如表 4 所示。分析内容如下:

表 4 方案分析结果汇总

方案	流量 / (m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	叶片数	包角 / °	出口宽度 /mm	出口角 / °	扬程 /m	扭矩 /NM	功率 /KW	效率 /%
方案一	1400	7	85	42	30	66.06	1974.4	305.98	82.4%
	59.43					2329.89	361.07	89.7%	
	45.07					2434.9	377.35	84.6%	
方案二	1400	7	100	42	27	65.43	1913	296.46	84.2%
	58.45					2263.86	350.84	90.8%	
	41.28					2303.5	356.98	81.9%	
方案三	1400	7	100	45	27	67.57	1989.68	308.35	83.6%
	60.44					2339.45	362.55	90.9%	
	44.5					2393.73	370.97	85.0%	
方案四	1400	7	95	48	28	68.4	2072	321.11	81.3%
	62.46					2439.9	378.12	90.0%	
	49.1					2591	401.54	86.6%	
方案五	1400	7	85	48	30	68.4	2113	327.46	79.7%
	62.6					2466	382.17	89.3%	
	50					2629	407.43	86.9%	
方案六	1400	6	95	48	29	67.67	2065	320.02	80.7%
	61					2392.22	370.73	89.7%	
	47.4					2512	389.29	86.3%	

(1) 相同叶片数,包角在一定范围内越大,对应出口角越小,泵最高效率会更高,但大流量点效率会降低,泵的抗气蚀性能不好。

(2) 相同叶片数、相同包角和出口角,出口宽度越大,扬程会增高,高效点向大流量点移动,小流量点效率降低,大流量点效率升高,工况点效率相近。

(3) 相同出口宽度、相同包角,叶片数越多,扬程越大,在一定范围内,效率会整体上升。

### 1.2.3 试验台数据对比分析

通过分析结果,选择最优方案进行开模、加工、试验,对此六个方案,选择方案三进行开模生产制造,经过测试台测试后,从测试结果与分析结果相比较,实测扬程和效率均偏低,但工况点误差控制在4%以内。这是由于CFD分析未考虑密封环泄露量,容积效率按100%计算,为工程应用的方便性,模型为简化模型。但整体分析的趋势未改,流场分析对水力模型的设计具有积极促进作用,也说明仿真分析对泵设计有实际指导意义。

## 2 结语

综上所述为笔者通过一组工况对应的参数演化为不同水力模型,对水力参数进行左右拓展,以求匹配到最佳水力模型,现总结如下,供同行水泵设计者予以参考:

(1) 叶片出口宽度不仅对流量有影响,对泵扬程同样有较大影响,出口宽度越宽,扬程越大,但对应泵效率有最佳范围,不能无限制放大或收小叶轮出口宽度;

(2) 叶片数的选择同样对水力设计有较大影响,叶片数越多,泵的扬程越高,叶片数的增加对液流控制能力增强,泵效率也会相应增加,说明叶片数对液流的排挤有限,一定范围内并不影响泵的性能;

(3) 叶片包角的选择与出口角相关,包角越大,对应出口角越小,虽然泵最高点效率会上升,但大流量点效率会降低,因此包角的选择按泵比转速匹配,寻找最佳值;

(4) 仿真分析结果符合理论依据和测试结果的规律,应用仿真软件对泵设计而言不仅可以提高设计准确性,还能大幅降低泵设计开模试验成本,降低研发费用。

### 参考文献:

- [1] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [2] 张德胜, 张启华, 施卫东. 叶片泵设计数值模拟基础与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [3] 李春水泵现代设计方法 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2010.
- [4] 张翔, 王洋, 徐小敏, 王洪玉. 叶片包角对离心泵性能的影响 [J]. 农业机械学报, 2010.
- [5] 杨军虎, 王玥, 郭兵, 张云周, 孟瑞锋. 双吸离心泵性能分析及优化 [J]. 甘肃科学学报, 2012.

**作者简介:** 赵鹏举 (1987-), 男, 工程师, 研究方向: 非标定制高效节能泵的开发, 水系统节能改造。

