

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.08.007

电动燃油泵流道数值仿真及结构改进研究^{*}

陈 忠, 张振东^{*}, 吴 帅

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要:针对电动燃油泵流道内液体流动规律复杂,工作效率需要改善的问题,运用 Fluent 软件对燃油泵内部流场进行仿真分析。基于雷诺时均 N-S 方程和标准 K- Σ 湍流模型以及标准壁面函数法,采用三维非结构四面体网格划分方法,对包括不同叶片数、不同叶片夹角和不同叶轮厚度的燃油泵结构模型进行了数值模拟,得到了燃油泵内部流场压力云图和流线图。以燃油泵叶轮结构参数为变量,出口流量为目标函数,通过对仿真结果进行了数值拟合,得到了叶轮叶片数,叶片夹角,叶轮厚度和出口流量的一般规律。并通过燃油泵台架实验,对优选的燃油泵性能进行了验证。研究结果表明,实验数据与仿真结果基本吻合,且改进后的燃油泵流量提高了 2.5% 左右,其工作性能得到改善。

关键词:燃油泵;叶轮;数值模拟;Fluent

中图分类号:TH302.2

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)08-0950-05

Numerical simulation of the internal flow and structural improvement in the electrical fuel pump

CHEN Zhong, ZHANG Zhen-dong, WU Shuai

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at studying the complicated internal flowed principles of the electrical fuel pump and improving its working efficiency, fuel pump's inner flow fields were simulated with the help of the numerical simulation software called Fluent which based on Reynolds time-averaged N-S equations and standard K- Σ turbulent mode as well as standard wall function method. To obtain the velocity and pressure distributions of inner flow of the fuel pump, its impeller blades with different angles, numbers, and thickness were constructed and simulated by three-dimensional non-structural tetrahedral mesh. Fuel pump impellers' parameters were considered as variables, and the flow of the outlet was seen as a target function. According to the simulation result, the general pattern could be found between the flow of outlet and impeller blades' angles, numbers, and thickness by numerical fitting. Besides, the better fuel pumps' performance was verified by the bench tests of the fuel pump. The results indicate that the experimental data is similar with that of simulation, and the flow of outlet rises by 2.5%, the working performance of fuel pump is actually improved.

Key words: fuel pump; impeller; computational simulation; Fluent

0 引 言

电动燃油泵的功用是保证足够数量的燃油自燃油箱输送到喷油泵,并维持一定的供油压力,克服管路及燃油滤清器阻力,使燃油在低压管路中循环^[1]。所以燃油泵的性能好坏将直接影响到发动机的动力性和经济性。目前,我国燃油泵产业链中,中、高端市场被利

润较高的联合汽车电子、德尔福、博世等外资企业占据,所以提高我国燃油泵质量显得尤为重要。

国内外对泵的研究主要涉及对旋涡式水泵研究。且多数是理论与实验相结合,从影响旋涡泵性能的过流部件进行研究,取得较为理想的设计参数和计算方法。学者 Iverson^[2] 对径向叶片叶轮的漩涡泵内部流动进行了研究,提出了湍流模型,根据作用在液体上的

收稿日期:2016-03-21

基金项目:教育部博士点基金资助项目(200802520001)

作者简介:陈 忠(1990-),男,湖南衡阳人,硕士研究生,主要从事汽车关键零部件方面的研究. E-mail:1208082863@qq.com

通信联系人:张振东,男,教授,博士生导师, E-mail:usstzdz@126.com

剪应力来分析旋涡泵的性能,并通过实验分析确定了模型中的剪切力系数,但其理论模型并不能直接解释旋涡泵中的涡流流动。国外学者 Iverson^[2] 研究了漩涡泵的叶轮叶片数对滑动系数有重要影响,当叶片数减少时,滑动系数会急剧增大,这样会对燃油速率和效率有不利的影响。Wilson^[3] 和他的研究小组在前人的研究基础上,提出了动量交换理论,从而很好地解释旋涡泵中的涡流流动。近年来,计算流体力学(CFD)越来越多地应用于流体机械的设计和流场分析中,成为预测泵性能一种重要的设计和计算方法^[4]。韩国学者 Song J W^[5] 通过实验和 CFD 仿真方法得出增加漩涡泵出口处流道面积可以提高泵的扬程和效率,并且可以提高泵的气蚀性能。江苏大学周文斌^[6] 通过数值模拟和实验的方法,研究了不同形状叶片对旋涡泵性能影响,提出了前转角叶片叶轮旋涡泵效率较高的观点。目前,CFD 模拟分析大量应用于水泵的研究上,从国内外的参考文献上来看,利用 CFD 技术研究燃油泵叶轮结构参数对其性能的影响非常少。

本研究采用目前对旋涡式水泵研究使用较多的 CFD 仿真分析结合实验的方法对燃油泵进行研究,得到叶轮结构参数和燃油泵流量的一般规律,为燃油泵结构改进和设计提供理论依据。

1 燃油泵的结构和工作原理

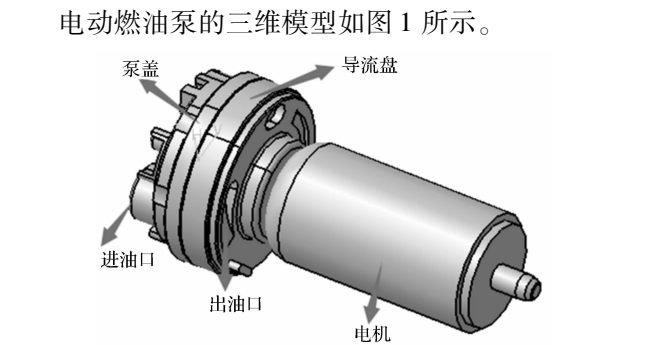


图 1 燃油泵三维建模

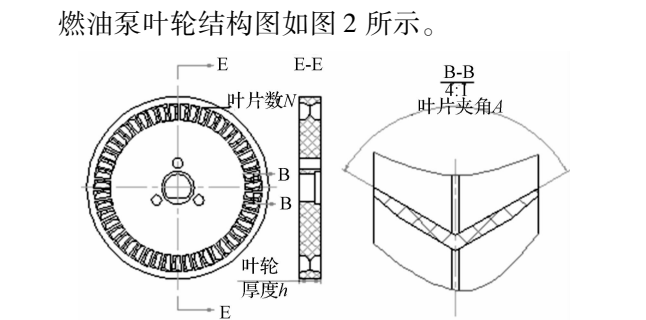


图 2 燃油泵叶轮结构图

其结构主要由 3 部分组成,分别是:泵盖、叶轮、导流盘等组成的泵体,永磁直流电机和壳体。其工作原理:永磁直流电机接通电源后旋转,从而带动叶轮旋转。油液由于负压的作用从泵盖进油口被吸入流道,随后进入叶轮。由于油液受叶轮旋转离心力的作用,进入叶轮叶片根部的油液被抛向泵盖和导流盘上的流道。随着叶轮做圆周运动。在进油口到出油口的过程中,油液多次被甩向流道,能量增加,最后油液从导流盘上的出口处压出^[7]。

2 燃油泵内部流道的数值模拟

2.1 燃油泵结构方案配置

目前国内外学者就燃油泵叶轮参数对燃油泵性能的影响研究很少,而针对与燃油泵结构相似的旋涡式水泵叶轮参数(叶片安装倾斜角度、叶片数、叶片厚度等)是如何影响到旋涡泵的扬程和效率的研究较多^[8-9]。Raheel^[10] 通过理论和实验分析,过大增加燃油泵叶片数量会阻碍在叶轮之间的流动和循环次数,此外也会增加摩擦损耗。本研究选取国内某款电动燃油泵为研究对象,研究燃油泵结构参数对燃油泵性能的影响规律,可改变一种结构参数而固定其他参数来研究。燃油泵初始叶轮结构参数为:叶片夹角 A 为 120° ,叶轮厚度 h 为 3.8 mm ,叶片数 N 为 47 片。其他结构参数为叶轮直径 33.6 mm ,燃油泵流道入口面积 45.351 mm^2 ,流道出口面积为 56.129 mm^2 。本研究针对燃油泵叶轮叶片数 N ,叶片夹角 A ,叶轮厚度 h 对其流量的影响,可配置 17 种方案加以研究,上述结构方案如表 1 所示。

表 1 模型的结构方案

序号	叶片夹角 A/deg	叶片数 N	叶轮厚度 h/mm
1#(初始模型)	120	47	3.8
2#	114	47	3.8
3#	116	47	3.8
4#	118	47	3.8
5#	122	47	3.8
6#	124	47	3.8
7#	120	41	3.8
8#	120	43	3.8
9#	120	45	3.8
10#	120	49	3.8
11#	120	51	3.8
12#	120	53	3.8
13#	120	47	3.76
14#	120	47	3.77
15#	120	47	3.78
16#	120	47	3.79
17#	120	47	3.81

2.2 计算模型

本研究在简化流道的同时,考虑仿真结果的准确性,整个流道模型只考虑进油口、出油口和叶轮部分,为了使计算收敛,将流道入口和出口拉伸为原来的 3 倍长度。抽取出的流道如图 3 所示。

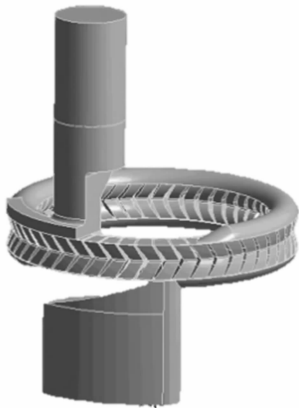


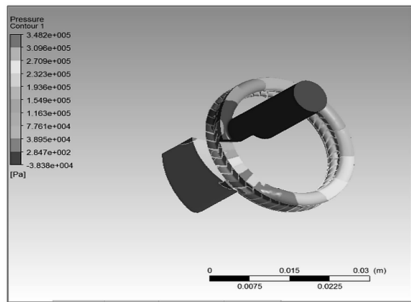
图 3 燃油泵流道模型

生成的网格如图 4 所示。



图 4 燃油泵流道网格划分

由于燃油泵流道叶轮叶片数较多,容易产生小体积部分,生成结构化网格比较困难,本研究采用适应性较强的非结构四面体网格。考虑到叶轮与导流盘,泵盖之间的轴向间隙非常小,为了提高网格质量,需要设置边界层网格。整个流道生成的网格数目分别为



(a) 压力云图

1 403 117,最小网格体积为 $4.46\text{e-}6\text{ mm}^3$,网格检查未出现负体积的网格。以网格数量为自变量,旋涡泵稳定的输出流量为变量,发现网格数量大约在 1.4×10^6 以后燃油泵的输出流量值几乎不再变化,说明网格数量控制在 1.4×10^6 即可,再加密网格只会增加计算量而不会提高计算精度。

2.3 边界条件

汽油泵内的燃油流动是不可压缩的粘性湍流流动,油泵流道的仿真分析采用标准壁面方程和 $K-\Sigma$ 湍流模型,采用耦合隐式算法,二阶求解精度的燃油泵在标准大气压下,20°气温时 93#汽油的物理属性如下:[7]

$$\begin{cases} \rho = 746 \\ \nu = 0.000\ 566\ 9 \end{cases} \quad (1)$$

式中: ρ —流体密度, kg/m^3 ; ν —流体粘度, $\text{kg/(m} \cdot \text{s)}$ 。

燃油泵的原模型入口处实际流量未知,于是设置燃油泵进口压力条件为大气压力,表压值为 0,出口处压力在燃油压力调节器下保持恒定,故出口为压力出口,压力值为 360 kPa。叶轮为动态区域,设置叶轮旋转面为 moving wall,运动方式为转动,转速为 6 000 r/min,无滑移壁面。而进出口壁面为静止区域,其面为 stationary wall,无滑移壁面。为了保证动态区域和静止区域,数据能够传递,需要为这两部分设置接触面 interface。计算显示迭代到 350 步模型收敛。

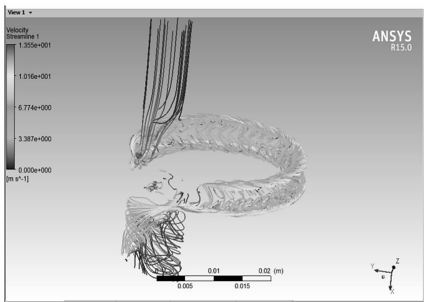
3 燃油泵仿真结果分析

本研究经过仿真分析得到额定工况下各叶轮结构参数模型下的燃油泵流道仿真真压力云图和流速图。压力图显示了流道内压力的分布规律。流线图显示了流体的运动规律,通过计算可得到出口处的燃油流量,流量的计算公式:

$$Q = US \quad (2)$$

式中: U —燃油泵出口截面处的平均流速, S —出口处的横截面积, Q —出口处的流量。

初始模型仿真结果如图 5 所示。



(b) 流速图

图 5 初始模型仿真结果

如图 5(a)可知,燃油泵入口处为负压,是整个流道中最小的,且分布非常均匀,有利于燃油吸入。出口处压力最大,燃油被压出。从总体上看,压强分布沿着叶轮旋转方向逐渐增大,静压分布显示了叶轮流道内流体势能的变化,沿叶轮旋转方向呈阶梯式增长^[11],仿真结果符合一般实际规律。从图 5(b)可以看出,燃油泵流道内的液体流动速度明显高于叶轮内液体流速。这是由于受离心力的作用,从叶轮甩向流道中液体能量增加的缘故。进口流线比较有

规则,在液体进入叶轮后有明显的纵向漩涡生成,而纵向漩涡的存在是能量能够传递的主要方式之一,出口处液体流动比较紊乱,由于流动方向不是沿着燃油泵出口切口方向,会导致一定的能量损失,从优化改进方面讲要尽量避免^[12-14]。此外可以看到,在整个流道内存在一个流体滞止区域,位于进、出口之间的流道隔断区^[15]。

燃油泵出口流量随叶轮叶片夹角、叶片数和叶轮厚度变化曲线如图 6 所示。

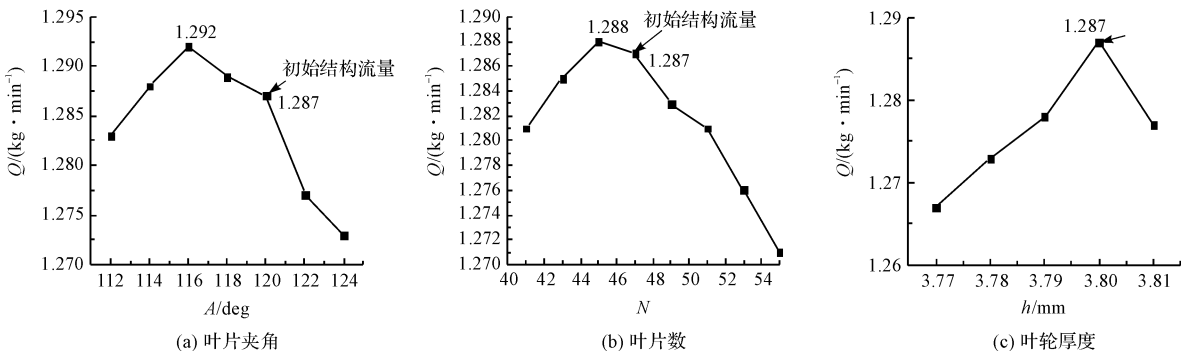


图 6 燃油泵出口流量变化曲线

3.1 不同叶轮夹角对比分析

本研究将模型 1#、2#、3#、4#、5#、6#分为第 1 组,通过数学拟合得到图 6(a),从中可以看出,对于不同叶轮夹角来说,116°叶轮夹角即 3#模型出口处流量为 1.292 kg/min,是第 1 组模型中流量最大的。叶片夹角低于 116°时,出口流量随叶片角度增大而增大。当角度超过 116°时,流量反而随角度的增大而减小。故本研究以 116°为基准,叶轮夹角偏大或偏小都会减少流量。仅从流量角度出发,3#模型是第 1 组模型中最优的结构模型。

3.2 不同叶轮叶片数对比分析

本研究将模型 1#、7#、8#、9#、10#、11#、12#分为第 2 组,通过数学拟合得到图 6(b),从中可知,当叶片数小于 45 的时候,流量随叶片数增加而增加,45 片叶片即 9#号模型的叶轮出口处流量 1.288 kg/min,是三者中最大的,当叶片数继续增大时,流量开始减小。相比初始模型叶片数为 47 的叶轮,45 片叶片的叶轮流量提高虽然较小。但 45 片叶轮结构更利于开模,减少生产成本,因此,45 片叶片即 9#模型是第 2 组模型中最优的结构。

3.3 不同叶轮厚度对比分析

本研究将模型 1#、13#、14#、15#、16#、17#分为第 3 组,其规律如图 6(c)所示,叶轮厚度低于 3.80 mm 时,流量随着叶轮厚度增大而增大,叶轮厚度大于 3.80 mm 时流量反而会减少。这是由于叶轮厚度太小,使得流道轴向间隙过大,泄露量增大,流量减少。相反,叶轮厚度

太大,使得泵体轴向间隙过小,会使摩擦损耗增加,流量下降。故可以得出 3.8 mm 厚度的叶轮即模型 1#(初始模型)是第 3 组燃油泵模型中最优的结构参数。

4 实验验证

电动燃油泵设计的另一种主要手段是台架实验,用来对电动燃油泵主要性能参数进行测试,例如油泵的电压,电流,出口压力和流量等。本研究采用目前使用较多的油液法来测试燃油泵的性能^[16],它以 93#汽油为基本介质,压力调节阀用来调节燃油泵出口处燃油的压力,流量计用来测出口处流量,压力表可以测出口处的燃油压力。实验的基本条件如下:

- (1)实验温度:常温环境 T 为 20 ℃;
- (2)燃油泵转速: $N=6\,000\text{ r/min}$ (额定转速);
- (3)蓄电池电压:DC 12 V。

实验原理图如图 7 所示。

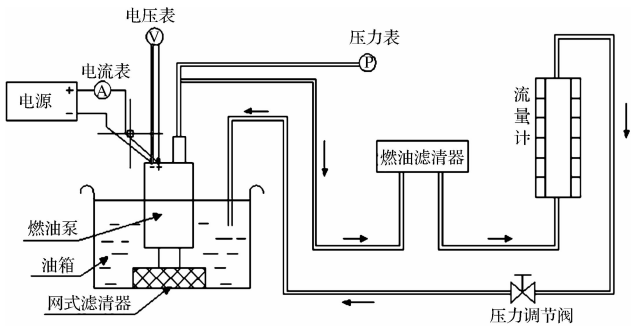


图 7 电动燃油泵实验原理图

由于生产成本的限制,本研究仅分别对仿真分析得出的 3 种较优模型 3#,9#,1#进行样品试制,通过实验测得燃油泵出口的实际流量,并与仿真结果进行对比,比较情况如表 2 所示。

表 2 燃油泵实验和仿真流量比较

3 组模型中优选的燃油泵结构	出口处流量/(kg · min ⁻¹)	
	实验	仿真
3#	1.275	1.292
9#	1.253	1.288
1#(初始模型)	1.244	1.287

比较实验和仿真结果,可以看出仿真误差在 5% 以内。故仿真的结果具有一定准确性。3#,9#燃油泵模型都能在一定程度上提高燃油泵的流量。但 3#号模型出口处流量最高,比初始模型 1#流量提高了近 2.5%,故 3#号模型是所有方案配置下的最佳模型。

5 结束语

(1)叶轮是燃油泵流道的重要组成部分。本研究通过对不同叶轮结构参数的电动燃油泵进行仿真分析,得到了内部流场的压力云图和流速图,揭示了内部流体的运动规律,证实了纵向漩涡的存在是燃油泵能量传递的方式之一。

(2)通过数值仿真的方法,本研究得到不同叶轮参数(叶片夹角,叶片数,叶轮厚度)对燃油泵流量的影响规律,并分别筛选仿真中 3 组方案里最优异的模型结构,通过实验验证仿真结果的正确性,减少了实验成本,为燃油泵的设计和优化提供了参考。

(3)仿真和实验结果表明 3#模型燃油泵结构比初始结构的燃油泵在额定工况下工作流量提高了近 2.5%,其性能得到相应改善。

参考文献 (References) :

[1] 陈家瑞. 汽车构造上册[M]. 3 版. 北京:机械工业出版社,2001.

[2] IVERSON H W. Performance of the Peripheral Pump[Z]. Trans, ASME,1995.

[3] WILSON W A, SANTALO M A, OELRICH J A. A theory of the fluid-dynamic mechanism of regenerative pump[Z]. Trans, ASME,1955.

[4] 袁涛其,施卫东,刘厚林,等. 泵理论与技术[M]. 北京:机械工业出版社,2014.

[5] SONG J W, ENGEDA A, CHUNG M K. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump[J]. **Power and Energy**,2003,217(3):311-321.

[6] 周文斌. 旋涡泵叶轮形状对内部流动及能量性能影响的研究[D]. 镇江:江苏大学能源与动力工程学院,2008

[7] 麻洪海. 汽油泵叶轮配合间隙 CFD 模拟研究[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2014.

[8] 贾婉君. 结构参数对旋涡泵内部流场性能影响的数值模拟分析[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院,2014.

[9] 赵万勇,张 凡,王 振,等. 旋涡泵的研究现状与发展方向[J]. 中国农村水利水电,2014(4):70-73.

[10] RAHEEL M M. A theoretical, experiment and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for micro-turbine and automotive fuel applications[D]. Michigan: Michigan State University,2003.

[11] 王冠军,袁丹青,刘吉春,等. 叶片形状对旋涡泵性能的影响[J]. 轻工机械,2009,27(2):28-31.

[12] 张 凡. 不同结构参数旋涡泵内部流场的数值模拟[D]. 兰州:兰州理工大学能源与动力工程学院,2010.

[13] 潘 越,于明明. 固液两相流泵性能参数影响实验[J]. 机电工程技术,2014,43(11):45-47,85.

[14] 尚根福,刘国平,王俊亭,等. 动网格在涡旋压缩机三维流场数值模拟中的应用[J]. 液体机械,2014,42(10):25-29.

[15] 王 洋,傅剑辉,蒋其松. 闭式叶轮叶片位置对旋涡泵性能的影响[J]. 农机化研究,2010,9(3):150-154.

[16] 山海峰,刘 涵,郭吉丰. 基于 PLC 的汽车电子燃油泵性能检测系统[J]. 机电工程,2013,30(7):793-797.

[编辑:李 辉]

本文引用格式: